

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Mechanický plochý klíč

Mechanical Open-end Spanner

Student: Bc. Jakub Pyszko

Vedoucí diplomové práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Pyszko**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Mechanický plochý klíč**
Mechanical Open-end Spanner
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte speciální plochý klíč pro závit M20 s možností připojení pohonu pro otáčení a utahování matic v místech kde nelze použít jiný typ klíče (nástrčkový aj.). Klíč musí umožnit klasické nasazení na matici ve směru kolmo na osu šroubu a následně libovolné množství otočení této matice. Rovněž je nutno konstruovat s co nejmenším využitím prostoru v okolí matice (viz ČSN 23 0605 a ČSN 23 0630). Utahovací moment stanovte pro 80% meze kluzu šroubu pevnostní skupiny 8.8. Mazání řešte tukem. Bude se vyrábět 5 kusů tohoto klíče. Proveďte všechny potřebné kinematické, geometrické a pevnostní výpočty.

Nakreslete sestavu klíče a výrobní výkresy všech ozubených kol.

Seznam doporučené odborné literatury:

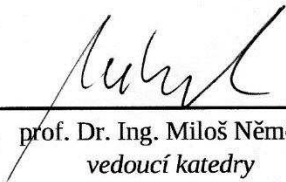
Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů 1, 2*. Praha, SNTL 1989
Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990
Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
Němček, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

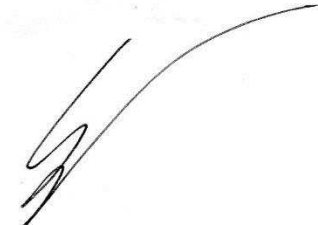
Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a konzultanta a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. 05. 2018

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen autorský zákon), zejména § 35 (užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů, nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějšího předpisu – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. 05. 2018

.....
podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jakub Pyszko

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bukovec 264; 73985 Bukovec

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PYSZKO, J. Mechanický plochý klíč: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 49 s. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem plochého mechanického klíče sloužícího k dotahování a povolování matic nebo šroubu. V úvodu je rozebrána historie šroubů. Následně je zhruba popsána problematika šroubu, šroubových spojů a způsoby jejich dotahování. Hlavní část se zabývá návrhem převodů klíče a jeho samotnou konstrukcí. Dále jsou pevnostně zkontrolována ozubená soukolí a je proveden výpočet životnosti valivých ložisek, výpočet únosnosti kluzných ložisek. Na závěr jsou zkontrolovány ostatní namáhané díly.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PYSZKO, J. Mechanical Open-end Spanner: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2018, 59 p. Thesis head: Němček M.

This master thesis deals with the construction plan of mechanical open-end spanner designed for tightening and loosening nuts or bolts. The introduction chapter describes the history of a bolts. Subsequently is the thesis concerned with the issue of bolts in general, bolt connections, and the ways of its tightening. Next part deals with the design of open-end spanner gears and his final construction. The gears are checked for strength, the lifetime of rolling bearings and capacity of the sliding bush are calculated. Finally, other stressed parts are checked.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

| | | |
|------------|------|---|
| a_{1kk} | [mm] | Vzdálenost |
| a_{1kp} | [mm] | Vzdálenost |
| b | [mm] | Šířka ozubených kol s přímými zuby |
| B | [mm] | Výška ložiska |
| b_{kh} | [mm] | výška drážky |
| b_l | [mm] | Šířka ozubení kuželového soukolí |
| b_{1kk} | [mm] | Vzdálenost |
| b_{1kp} | [mm] | Vzdálenost |
| C | [kN] | Základní dynamická únosnost |
| C_a | [kN] | Základní dynamická únosnost axiální směr |
| C_o | [kN] | Základní statická únosnost |
| C_{oa} | [kN] | Základní statická únosnost axiální směr |
| c_{1kk} | [mm] | Vzdálenost |
| $d_{c,p}$ | [mm] | Průměr čepu |
| $d_{c,p2}$ | [mm] | Průměr čepu |
| d_{h1} | [mm] | Průměr jádra hřídele |
| d_{k1} | [mm] | Kluzný průměr |
| d_{k2} | [mm] | Kluzný průměr |
| d_{k3} | [mm] | Kluzný průměr |
| d_{k4} | [mm] | Kluzný průměr |
| d_m | [mm] | Roztečný průměr kuželového pastorku |
| d_{m2} | [mm] | Roztečný průměr kuželového kola |
| D_s | [mm] | Střední průměr drážek |
| d_1 | [mm] | Vnější průměr závitu |
| d_2 | [mm] | Střední průměr závitu |
| d_3 | [mm] | Průměr jádra závitu |
| e | [-] | Výpočtový součinitel |
| e_1 | [mm] | Rozměr opsané kružnice matice |
| F_{aA} | [N] | Zatížení v axiálním směru |
| F_{a1kk} | [N] | Axiální síla na kuželovém kole |
| F_{a1kp} | [N] | Axiální síla na kuželovém pastorku |
| F_{a2kp} | [N] | Axiální síla na kuželovém pastorku povolování |

| | | |
|---------------|-----|--|
| F_{a2kk} | [N] | Axiální síla na kuželovém kole povolování |
| $F_{c1,1x02}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,1x03}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,1xk4}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,1y02}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| $F_{c1,1y03}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| $F_{c1,1yk4}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| $F_{c1,2x02}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,2x03}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,2xk4}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,2y02}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| $F_{c1,2y03}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| $F_{c1,2yk4}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| $F_{c1,3x02}$ | [N] | Celková síla ve směru x |
| $F_{c1,3y02}$ | [N] | Celková síla ve směru y |
| F_{kh} | [N] | Síla |
| F_o | [N] | Osová síla ve šroubu |
| F_{rA} | [N] | Zatížení v radiálním směru |
| F_{r1kk} | [N] | Radiální síla na kuželovém kole |
| F_{r1kp} | [N] | Radiální síla na kuželovém pastorku |
| F_{r1k2} | [N] | Radiální síla na ozubené kolo 2 od kola 3 |
| F_{r1k2x} | [N] | Radiální síla na ozubené kolo 3 od kola 4 ve směru x |
| F_{r1k2y} | [N] | Radiální síla na ozubené kolo 2 od kola 3 ve směru y |
| F_{r1k3x} | [N] | Radiální síla na ozubené kolo 3 od kola 4 ve směru x |
| F_{r1k3y} | [N] | Radiální síla na ozubené kolo 2 od kola 3 ve směru y |
| F_{r1p1} | [N] | Radiální síla na ozubeném pastorku |
| F_{r2kk} | [N] | Radiální síla na kuželovém kole povolování |
| F_{r2kp} | [N] | Radiální síla na kuželovém pastorku povolování |
| F_{r2p1} | [N] | Radiální síla na ozubeném pastorku povolování |
| F_{t1kk} | [N] | Tečná síla na kuželovém kole |
| F_{t1kp} | [N] | Tečná síla na kuželovém pastorku |
| F_{t1k2} | [N] | Tečná síla na ozubeném kole 2 od kola 3 |
| F_{t1k2x} | [N] | Tečná síla na ozubeném kole 2 od kola 3 ve směru x |
| F_{t1k2y} | [N] | Tečná síla na ozubeném kole 2 od kola 3 ve směru y |
| F_{t1k3x} | [N] | Tečná síla na ozubeném kole 3 od kola 4 ve směru x |

| | | |
|-------------|----------------------|--|
| F_{t1k3y} | [N] | Tečná síla na ozubeném kole 3 od kola 4 ve směru y |
| F_{t1p1} | [N] | Tečná síla na ozubeném pastorku |
| F_{t2kk} | [N] | Tečná síla na kuželovém kole povolování |
| F_{t2kp} | [N] | Tečná síla na kuželovém pastorku povolování |
| F_{t2p1} | [N] | Tečná síla na ozubeném pastorku povolování |
| $F_{v1,1}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 2 |
| $F_{v1,2}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 2 |
| $F_{v1,3}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 2 |
| $F_{v3,1}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 3 |
| $F_{v3,2}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 3 |
| $F_{v4,1}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 4 |
| $F_{v4,2}$ | [N] | Výsledná síla ozubeného kola 4 |
| f_z | [-] | Součinitel smykového tření |
| G_{HA1} | [ot] | Základní trvanlivost v axiální směru |
| G_{HA1ot} | [ot] | Základní trvanlivost v otáčkách v axiální směru |
| G_{Hot1} | [ot] | Základní trvanlivost v otáčkách |
| G_{Hot3} | [ot] | Základní trvanlivost v otáčkách |
| G_{H1} | [ot] | Základní trvanlivost |
| G_{H3} | [ot] | Základní trvanlivost |
| h_4 | [mm] | Výška kluzné plochy |
| K | [N/mm ²] | Součinitel měrného dynamického zatížení |
| k_m | [mm] | Rozměr klíče |
| K_m | [N/mm ²] | Součinitel závislý na materiálu a typu ložiska |
| K_o | [N/mm ²] | Součinitel měrného statického zatížení |
| k_s | [-] | bezpečnost |
| $l_{c,p}$ | [mm] | Délka kontaktní plochy čepu |
| $l_{c,p2}$ | [mm] | Délka kontaktní plochy čepu |
| l_{kh} | [mm] | Délka drážky |
| L_{10} | [ot] | Základní dynamická trvanlivost |
| L_{10h} | [ot] | Základní dynamická trvanlivost v hodinách |
| m | [-] | Modul |
| m_1 | [mm] | Výška matice |
| M_k | [Nm] | Krouticí moment |
| M_{kp} | [Nm] | Moment na kuželovém pastorku |
| M_u | [Nm] | Utahovací moment |

| | | |
|----------------------------|----------------------|--|
| m_v | [mm] | Výška vysoké matice |
| M_v | [Nm] | Vstupní moment |
| M_v' | [Nm] | Vstupní moment vypočítány |
| M_1 | [Nm] | Moment na ozubeném pastorku 1 |
| M_2 | [Nm] | Moment na ozubeném kole 2 |
| M_3 | [Nm] | Moment na ozubeném kole 3 |
| M_4 | [Nm] | Moment na ozubeném kole 4 |
| N | [-] | Počet drážek |
| n_{kp} | [min ⁻¹] | Otáčky kuželového pastorku |
| n_1 | [min ⁻¹] | Otáčky ozubeného pastorku 1 |
| n_2 | [min ⁻¹] | Otáčky ozubeného kola 2 |
| n_3 | [min ⁻¹] | Otáčky ozubeného kola 3 |
| n_4 | [min ⁻¹] | Otáčky ozubeného kola 4 |
| p | [-] | exponent |
| P | [N] | Ekvivalentní dynamické zatížení |
| $p_{d(\text{superdural})}$ | [MPa] | Dovolený tlak pro superdural |
| $p_{d(11600)}$ | [MPa] | Dovolený tlak pro ocel 11600 |
| p_{dr} | [MPa] | Tlak na bocích drážek |
| P_h | [mm] | Stoupání závitu |
| p_{kh} | [MPa] | Tlak |
| p_{max1} | [MPa] | Maximální měrné zatížení |
| p_{max1A} | [MPa] | Maximální měrné zatížení v axiálním směru |
| p_{max2} | [MPa] | Maximální měrné zatížení |
| p_{max3} | [MPa] | Maximální měrné zatížení |
| p_{max4} | [MPa] | Maximální měrné zatížení |
| P_o | [N] | Ekvivalentní statické zatížení |
| p_r | [MPa] | Tlak ve stykové ploše |
| p_{r3} | [MPa] | Tlak ve stykové ploše |
| P_u | [kN] | Mezní únavové zatížení |
| R_{ACxyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{AC1xyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli 1 v místě A |
| R_{AC2xyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli 1 v místě A povolování |
| R_{AC3xyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{A1xkk} | [N] | Radiální reakce na hřídeli 1 v místě A v rovině x-z |
| R_{A1ykk} | [N] | Axiální reakce na hřídeli 1 v místě A v rovině y-z |

| | | |
|--------------|--------------------|--|
| R_{A1zkk} | [N] | Axiální reakce na hřídeli 1 v místě A v rovině x-z |
| R_{A1zkp} | [N] | Axiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{A2xkk} | [N] | Radiální reakce na hřídeli 1 v místě A v rovině x-z povolování |
| R_{A2ykk} | [N] | Axiální reakce na hřídeli 1 v místě A v rovině y-z povolování |
| R_{A2ykp} | [N] | Radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{A2zkk} | [N] | Axiální reakce na hřídeli 1 v místě A v rovině x-z povolování |
| R_{A3zkp} | [N] | Radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{BCxyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{BC1xyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli 1 v místě B |
| R_{BC2xyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli 1 v místě B povolování |
| R_{BC3xyz} | [N] | Výsledná radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{B1xkk} | [N] | Radiální reakce na hřídeli 1 v místě B v rovině x-z |
| R_{B1ykk} | [N] | Radiální reakce na hřídeli 1 v místě B v rovině y-z |
| R_{B1zkp} | [N] | Radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{B2xkk} | [N] | Radiální reakce na hřídeli 1 v místě B v rovině x-z povolování |
| R_{B2ykk} | [N] | Radiální reakce na hřídeli 1 v místě B v rovině y-z povolování |
| R_{B2ykp} | [N] | Radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{B3xkp} | [N] | Axiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| R_{B3zkp} | [N] | Radiální reakce na hřídeli kuželového pastorku |
| Re | [MPa] | Mez kluzu |
| $Re_{0,8}$ | [MPa] | 80 % meze kluzu |
| s | [mm] | Rozměr matice přes klíč |
| S_{k4} | [mm ²] | Kluzná plocha |
| S_s | [mm ²] | Plocha průřezu jádra šroubu |
| u_c | [-] | Celkový převodový poměr |
| u_{ks} | [-] | Převodový poměr kuželového soukolí |
| $u_{1,2}$ | [-] | Převodový poměr mezi koly 1 a 2 |
| $u_{2,3}$ | [-] | Převodový poměr mezi koly 2 a 3 |
| $u_{3,4}$ | [-] | Převodový poměr mezi koly 3 a 4 |
| v_1 | [m/s] | Střední měrná rychlost |
| v_2 | [m/s] | Střední měrná rychlost |
| v_3 | [m/s] | Střední měrná rychlost |
| v_4 | [m/s] | Střední měrná rychlost |
| Y | [-] | Výpočtový součinitel |
| Y_o | [-] | Výpočtový součinitel |

| | | |
|----------------|-------|------------------------------------|
| z | [-] | Počet zubů |
| z_1 | [-] | Počet zubů ozubeného kola 1 |
| z_2 | [-] | Počet zubů ozubeného kola 2 |
| z_3 | [-] | Počet zubů ozubeného kola 3 |
| z_4 | [-] | Počet zubů ozubeného kola 4 |
| $z_{2,4}$ | [-] | Počet zubů kol 2 a 4 |
| α | [°] | Roztečný úhel ozubeného kola 2 a 4 |
| α_1 | [°] | Vrcholový úhel závitu |
| α_2 | [°] | Úhel uložení ozubeného kola 3 |
| β | [°] | Roztečný úhel ozubeného kola 3 |
| η_c | [-] | Účinnost celková |
| η_L | [-] | Účinnost kuželíkových ložisek |
| η_{ks} | [-] | Účinnost kuželového soukolí |
| η_p | [-] | Účinnost kluzných ložisek |
| η_{ps} | [-] | Účinnost soukolí s přímými zuby |
| σ_{Red} | [MPa] | Redukované napětí |
| τ_{Dk} | [MPa] | Dovolené napětí v krutu |
| τ_{kkh} | [MPa] | Napětí v krutu |
| τ_{k1} | [MPa] | Napětí v krutu |
| φ' | [°] | Třecí úhel |
| ψ | [°] | Úhel stoupání závitu |

OBSAH

| | |
|---|-----------|
| ÚVOD..... | 13 |
| 1. ŠROUBOVÉ SPOJE..... | 14 |
| 1.1 Závity a jejich parametry | 14 |
| 1.2 Materiály šroubů a matic..... | 14 |
| 1.2 Metody vyvození předpětí ve šroubových spojích..... | 15 |
| 2. OKRAJOVÉ PODMÍNKY PLYNOUCÍ ZE ZADÁNÍ..... | 18 |
| 2.1 Výpočet utahovacího momentu..... | 18 |
| 2.2 Mazání převodovky..... | 19 |
| 3. KONSTRUKČNÍ NÁVRH MECHANICKÉHO PLOCHÉHO KLÍČE..... | 20 |
| 3.1 Popis konstrukčního řešení mechanického plochého klíče..... | 20 |
| 3.2 Konstrukční návrh ozubení | 20 |
| 3.2.1 Počty zubů kol | 21 |
| 3.3 Kontrola smontovatelnosti kol | 22 |
| 3.4 Převodový poměr: | 23 |
| 3.5 Výpočet otáček..... | 23 |
| 3.6 Výpočet krouticího momentu:..... | 24 |
| 3.7 Materiál ozubených kol..... | 24 |
| 3.8 Návrh základních parametrů ozubení..... | 24 |
| 4. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ..... | 26 |
| 4.1 Pevnostní výpočet pro ozubené kolo 2 a ozubený pastorek 1..... | 26 |
| 4.2 Pevnostní výpočet pro ozubené kolo 3.1 (nebo 3.2) a ozubené kolo 2..... | 27 |
| 4.3 Pevnostní výpočet pro ozubené kolo 3.1 (3.2) a ozubené kolo 4..... | 27 |
| 4.4 Návrh kuželového soukolí..... | 28 |
| 4.5 Zástavbové rozměry převodu:..... | 29 |
| 5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ULOŽENÍ OZUBENÝCH KOL | 30 |
| 5.1 Uložení hřídele I..... | 30 |
| 5.1.1 Výpočet reakcí na hřídeli I – dotahování..... | 30 |
| 5.1.2 Výpočet reakcí na hřídeli I – povolování..... | 32 |
| 5.1.3 Výpočet základní trvanlivosti ložisek na hřídeli I | 34 |
| 5.2 Uložení osy II..... | 36 |
| 5.2.1 Silový rozbor na ose II – dotahování | 37 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 5.2.2 | Silový rozbor na ose II – povolování..... | 39 |
| 5.2.3 | Kontrola převodové skříně na otlačení od osy II v místě stykových ploch... | 39 |
| 5.2.4 | Kontrola kluzných pouzder osy II | 40 |
| 5.3 | Uložení osy III.1 a III.2..... | 41 |
| 5.3.1 | Silový rozbor na ose III.1 | 41 |
| 5.3.2 | Silový rozbor na ose III.2 | 42 |
| 5.3.3 | Kontrola převodové skříně na otlačení od osy III.1 v místě stykových ploch 43 | |
| 5.3.4 | Kontrola kluzných pouzder osy III.1 a III.2 | 43 |
| 5.4 | Uložení ozubeného kola 4..... | 44 |
| 5.4.1 | Silový rozbor na ozubeném kole 4 | 44 |
| 5.4.2 | Kontrola na otlačení ozubené kolo IV | 45 |
| 5.5 | Uložení hřídele kuželového pastorku..... | 46 |
| 5.5.1 | Výpočet reakcí na hřídeli kuželového pastorku – dotahování..... | 47 |
| 5.5.2 | Výpočet reakcí na hřídeli kuželového pastorku – povolování..... | 48 |
| 5.5.3 | Výpočet životnosti ložisek hřídele kuželového pastorku | 49 |
| 6. | KONTROLA HŘÍDELŮ | 52 |
| 6.1 | Kontrola hřídele I | 52 |
| 6.1.1 | Kontrola hřídele I na krut..... | 52 |
| 6.1.2 | Kontrola drážkového spojení | 53 |
| 6.2 | Návrh a výpočet spoje hřídele a kuželového pastorku..... | 54 |
| 6.2.1 | Výpočet statické bezpečnosti hřídele kuželového pastorku | 54 |
| 6.2.2 | Nalisovaný spoj..... | 55 |
| 6.2.3 | Kontrola začátku hřídele | 55 |
| 7. | ZÁVĚR | 56 |
| 8. | POUŽITÁ LITERATURA..... | 57 |
| 9. | SEZNAM PŘÍLOH..... | 59 |

ÚVOD

Šrouby lidstvo používá už několik století. Jeden z prvních známých šroubů je Archimédův šroub k čerpání vody ze 3. stol. př. n. l. Od 1. stol. př. n. l. se používaly dřevěné šrouby u lisů na olivový olej. Dnes bychom je nazvali pohybové.

První spojovací kovový šroub s podélnou drážkou se objevuje v 15. století. Šestihranné matice, jak je známe dnes se objevují v 2. polovině 16. století. Výroba byla velmi složitá, šroub se vyráběl ručně a závit pilníkem. Zhruba po roku 1800, kdy Henry Moudslay zdokonalil suport soustruhu, mohl být soustruh použitý k řezání závitu. Roku 1830 se Joseph Whitworth zasloužil o další zpřesnění při výrobě, a roku 1841 dal podnět k normalizaci šroubových závitů, tak aby do sebe „pasovaly“ šrouby a matice vyrobené kdekoliv. Během doby, a zejména pro potřeby automobilového průmyslu, se hledaly způsoby, jak umožnit rychlejší a spolehlivější šroubování.

Ruční ploché klíče se používají od 16. století. V dnešní době je však čím dál výhodnější použít automatický klíč s elektrickým, pneumatickým nebo jiným pohonem. Velmi známé jsou automatické ráčny a utahovací šroubováky, které však umožňují pouze nastrčení na hlavu šroubu (matice) shora. V některých případech ale není možné nastrčit ráčnu shora. Například v případě šroubování matice na dlouhé tyči musí mechanický klíč umožnit nasunutí z boku a následuje neomezený počet otočení matice bez potřeby otáčet celým klíčem.

Tento návrh mechanického klíče je náplní diplomové práce.

Cíle diplomové práce

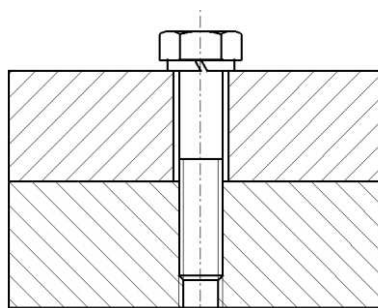
S ohledem na splnění zadání diplomové práce byly stanoveny tyto následující cíle:

- Rozebrat problematiku utahování a povolování matic.
- Udělat průzkum stávajících mechanických klíčů.
- Vytvořit konstrukční návrh.
- Provést pevnostní kontrolu namáhaných součástí.
- Vypočítat životnost ložisek.
- Nakres sestavy a výrobní výkresy ozubených kol.

1. ŠROUBOVÉ SPOJE

Šroubové spoje tvoří dnes nejpoužívanější spoje ve všech průmyslových odvětvích. Setkáváme se s nimi stále častěji v běžném životě. Mají řadu výhod jako je jednoduchost, pevnost, rozebíratelnost, spolehlivost, možnost opakované montáže a demontáže. Díky normalizaci umožňují vzájemnou vyměnitelnost a v dnešní době také jednoduchou dostupnost. Mezi nevýhody patří citlivost na vibrace, oslabení spojovaných součástí otvory a také zvyšují hmotnost zařízení nebo stroje.

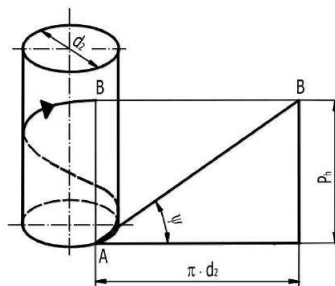
Princip šroubového spoje spočívá ve stažení dvou součástí k sobě osovou silou ve šroubu. Mezi hlavní díly patří šrouby, matice a podložky.



Obr. 1.1 – Šroubový spoj

1.1 Závity a jejich parametry

Závit je nejdůležitější částí šroubu a matice. Je tvořen profilem navinutým na šroubovici, která vzniká např. navinutím pravoúhlého trojúhelníku na válec (Obr. 1.2), kde $\varnothing d_2$ [mm] je střední průměr závitu.



Obr. 1.2 - Vznik závitu a jeho dva základní parametry ψ , P_h [6]

1.2 Materiály šroubů a matic

Nejčastěji se šrouby a matice vyrábějí z oceli, dále pak z mosazi, lehkých slitin, umělých hmot a skla. Pro namáhané spojovací šrouby jsou vhodné konstrukční oceli s vysokou mezí kluzu, aby snášely velká předpětí vzniklá po dotažení matice.

Třída pevnosti

Skládá se ze dvou čísel oddělených tečkou. První číslo udává 1/100 jmenovité pevnosti R_m materiálu v [MPa] a druhé udává desetinásobek poměru jmenovité meze kluzu R_e (dolní mez) a jmenovité meze pevnosti R_m . Násobením obou čísel dostáváme 1/10 jmenovité meze kluzu v [MPa].

| | | | | | | | | | | |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|--------------------|-----|-----|------|------|
| Třída pevnosti šroubu podle ISO 898-1 | 4.6 | 4.8 | 5.6 | 5.8 | 6.8 | 8.8 ≤ M16 > M16 | | 9.8 | 10.9 | 12.9 |
| Třída pevnosti dřívější podle ČSN | 4D | 4S | 5D | 5S | 6G | 8G | 8E | - | 10K | 12K |
| Mez pevnosti jmenovitá R_m [MPa] | 400 | 400 | 500 | 500 | 600 | 800 | 800 | 900 | 1000 | 1200 |
| Mez kluzu jmenovitá R_e popř. $R_{p0,2}$ [MPa] | 240 | 320 | 300 | 400 | 480 | - | - | - | - | - |
| | - | - | - | - | - | 640 | 640 | 720 | 900 | 1080 |
| Tažnost A [%] min | 22 | - | 20 | - | - | 12 | | 10 | 9 | 8 |
| Třída pevnosti matice | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 8 | 8 | 9 | 10 | 12 |
| Tvrdość podle Vickerse min. | 120 | 130 | 155 | 160 | 190 | 250 | 255 | | 320 | 385 |
| HV (F = 98 [N]). max. | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 320 | 335 | | 380 | 435 |

Obr. 1.3 – Mechanické vlastnosti podle tříd pevnosti ocelových šroubů a matic [6]

1.2 Metody vyvození předpětí ve šroubových spojkách

V dřívější době se předpětí ve šroubovém spoji realizovalo obyčejnými šroubovými klíči, pouze podle zkušenosti a pocitu montéra. Pro větší šrouby bylo dokonce používáno různých trubkových nástavců a je zřejmé, že vyvozené předpětí muselo značně kolísat. V dnešní době existuje více metod (přesnějších i méně přesných) pro vyvození žádaného předpětí s minimálním rozpětím. [12]

Momentový klíč s ohýbaným ramenem

Konstrukčně je velmi jednoduchý (obr. 1.4). Rukojeť je spojena s pákou, která se při utahování ohýbá. Nad pákou je umístěn ukazatel, který je spojen pouze se středem klíče, takže při zatížení se nedeformuje. Vyvozený moment se odečítá na stupnici, která je umístěná u rukojeti. [12]



Obr. 1.4 – Momentový klíč s ohýbaným ramenem [12]

Momentový klíč s dvouramenným vratidlem

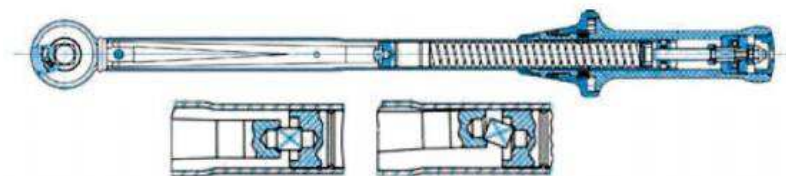
Oproti předchozímu typu má výhodu v tom, že je možné jej uchopit oběma rukama a není přitom ovlivňována jeho přesnost. Vyvozený moment je přenášen torzní zkrutnou tyčí, která je kolmá na vratidlo. Torzní tyč je umístěna uvnitř trubky, která je s ní v místě výstupního čtyřhranu spojena. Na horním konci trubky je stupnice, na které se odečítá vyvozený moment. Místo stupnice je možné konec trubky osadit přesnějším číselníkovým ukazatelem (obr. 1.5). [12]



Obr. 1.5 – Momentový klíč s dvouramenným vratidlem [12]

Momentový klíč s indikací

Momentové klíče s indikací jsou konstrukčně propracovanější a mají vyšší přesnost než předchozí typy. Na stupnici se nastavuje požadovaný moment, po jehož překročení klíč indikuje správné utažení. Indikace může být provedena mnoha způsoby, např. cvaknutím, zalomením klíče nebo prokluzem. Vnitřní uspořádání se může u různých výrobců lišit. Klíčovým prvkem je u většiny typů pružina. (Obr. 1.6) [12]



Obr. 1.6 – Momentový klíč s indikací zacvaknutím [12]

Elektrický utahovák

Elektrické utahováky jsou konstrukčně tvořeny elektrickým motorem, převodem a vypínacím mechanismem. Konstrukční provedení se velice liší podle způsobu použití. Na obr. 1.7 je zobrazen elektrický teleskopický utahovák, který umožňuje posun nástavce při montáži dlouhých šroubů. Další konstrukční provedení může být např. přímý šroubovák nebo tvar ráčny. [12]



Obr. 1.7 - Elektrický teleskopický utahovák (1500 Nm) [12]

Pneumatický utahovák

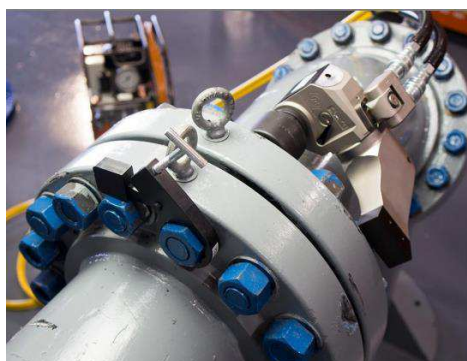
Pneumatické utahováky mají zvnějšku podobnou konstrukci jako elektrické utahováky. Základem je motor, který převádí energii stlačeného vzduchu na rotační pohyb. Zvýšení krouticího momentu motoru je dosaženo pomocí převodovky. Pro jejich provoz je nutný dostatečný přívod tlakového vzduchu. Uťahovák na obr. 1.8 vytváří navíc rázy ve směru osy nástavce, což je pozitivní např. při povolování zrezivělých matic. [12]



Obr. 1.8 – Pneumatický utahovák

Hydraulický utahovák

Hydraulické utahováky mají mezi vyjmenovanými typy nejvyšší dosažitelný utahovací moment, který podle dat různých výrobců přesahuje i 70 000 Nm. Pro jejich provoz je nutné příslušné vysokotlaké hydraulické čerpadlo. Tento způsob utahování nachází uplatnění v těch nejnáročnějších aplikacích jako například spojování přírub ropovodů nebo přivaděčů vodních elektráren. [12]



Obr. 1.9 – Hydraulický utahovák Rapid-Tore [12]

2. OKRAJOVÉ PODMÍNKY PLYNOUCÍ ZE ZADÁNÍ

Velikost povolované (utahované) matice: M20
Vyráběné množství: 5 ks
Mazání: Tukem
Utahovací moment je 80 % z meze kluzu šroubu 8.8

Tab. 2.1 - Parametry matice a závitu M20 [5]

| | | |
|-----------------------------------|------------|-----------|
| <i>Vnější průměr</i> | d_1 | 19,958 mm |
| <i>Střední průměr</i> | d_2 | 18,376 mm |
| <i>Průměr jádra</i> | d_3 | 16,933 mm |
| <i>Výška matice</i> | m_1 | 18 mm |
| <i>Výška vysoké matice</i> | m_v | 60 mm |
| <i>Rozměr přes klíč</i> | s | 30 mm |
| <i>Průměr opsané kružnice</i> | e_1 | 32,95 mm |
| <i>Stoupání</i> | P_h | 2,5 mm |
| <i>Vrcholový úhel závitu</i> | α_1 | 60° |
| <i>Součinitel smykového tření</i> | f_z | 0,14 |

2.1 Výpočet utahovacího momentu

Utahovací moment se vypočítá z osově síly F_o ve šroubu. Pro jeho stanovení se zde nepočítá s třením pod maticí.

Mez kluzu šroubu pevnostní skupiny 8.8

$$Re = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa} \quad (2.1)$$

80 % meze kluzu

$$Re_{0,8} = Re \cdot 0,8 = 640 \cdot 0,8 = 512 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

Osová síla šroubu

$$F_o = Re_{0,8} \cdot S_s = Re_{0,8} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 512 \cdot \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} = 115299,6 \text{ N} \quad (2.3)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \cotg \frac{Ph}{\pi \cdot d_2} = \cotg \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,48^\circ \quad (2.4)$$

Třecí úhel

$$\varphi' = \cotg \frac{fz}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \cotg \frac{0,14}{\cos 30^\circ} = 9,18^\circ \quad (2.5)$$

Utahovací moment

$$Mu = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\varphi' + \psi) \quad (2.6)$$

$$Mu = 115299,6 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot tg(9,18 + 2,48) = 218670 \text{ Nmm} = 218,7 \text{ Nm}$$

2.2 Mazání převodovky

Pro mazání se použije plastické mazivo MOGUL PZO P pro převody mobilních strojů vhodné pro obtížně utěsnitelné zapouzďené ozubené převody. Další oblastí použití je mazání kluzných, případně valivých ložisek. Mazivo dobře odolává vodě a je tedy vhodné i do vlhkého prostředí. [14]

Klasifikace, specifikace

ISO 6743/9 BBEA 0

DIN 51 502 G0E-20

Charakteristické vlastnosti

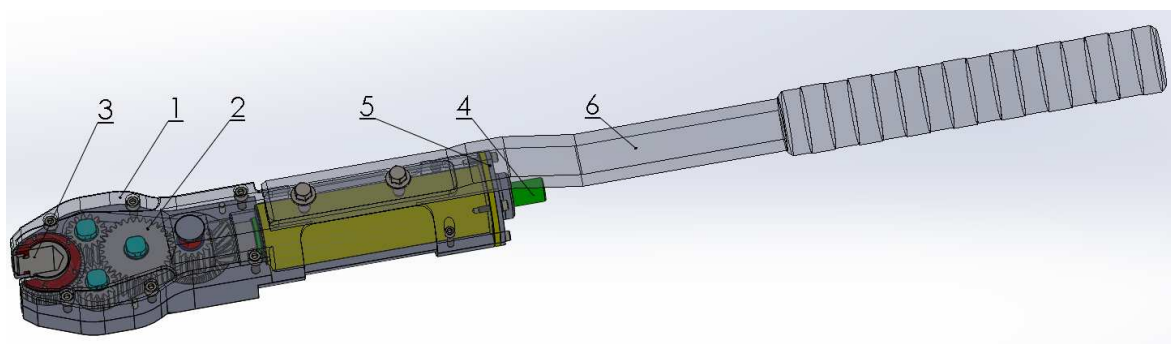
- Zaručuje nízké opotřebení a vysokou provozní spolehlivost mazaných uložení.
- Je vhodné k mazání uzavřených ozubených převodů mobilních strojů, uplatňuje se i v průmyslových aplikacích.
- Dobře odolává vodě.
- Má dobrou adhezi ke kovovým plochám.
- Velmi dobře chrání mazaná uložení proti korozi.

3. KONSTRUKČNÍ NÁVRH MECHANICKÉHO PLOCHÉHO KLÍČE

Dle zadání je třeba vytvořit konstrukční návrh klíče, který umožní libovolné otočení matice při utahování i povolování.

3.1 Popis konstrukčního řešení mechanického plochého klíče

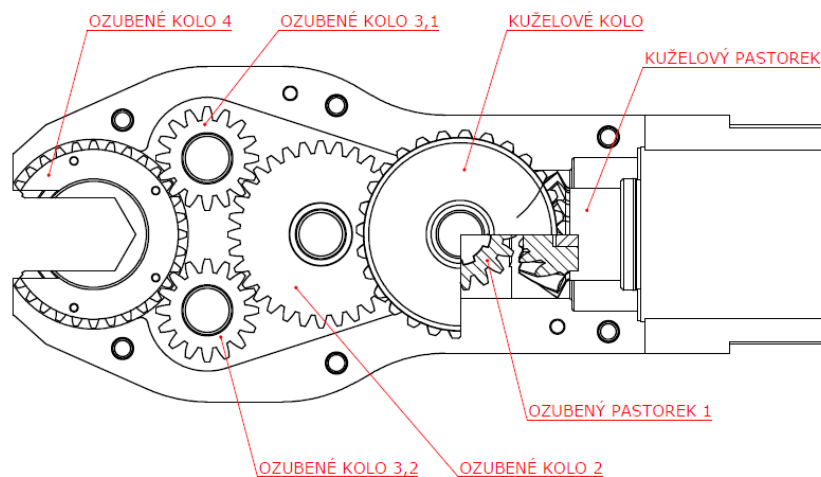
Klíč je tvořen tělem převodovky (1), ozubeným převodem (2), výstupním ozubeným kolem (3), vstupní hřídelí kuželového pastorku (4), zadním víkem (5) a rukojetí (6).



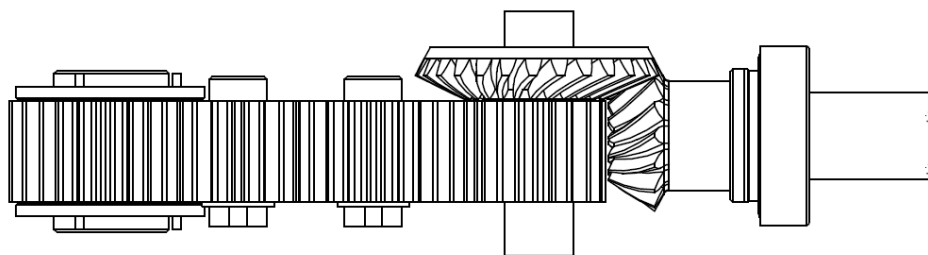
Obr. 3.1 – Konstrukční návrh mechanického plochého klíče

3.2 Konstrukční návrh ozubení

Ozubení slouží k převodu a přenosu krouticího momentu z generátoru momentu na matici, nebo hlavu šroubu. Převod je navržen tak, aby zabíral, co nejmenší zástavbový prostor (Obr. 3.2 a 3.3).



Obr. 3.2 – Schéma uspořádání převodu

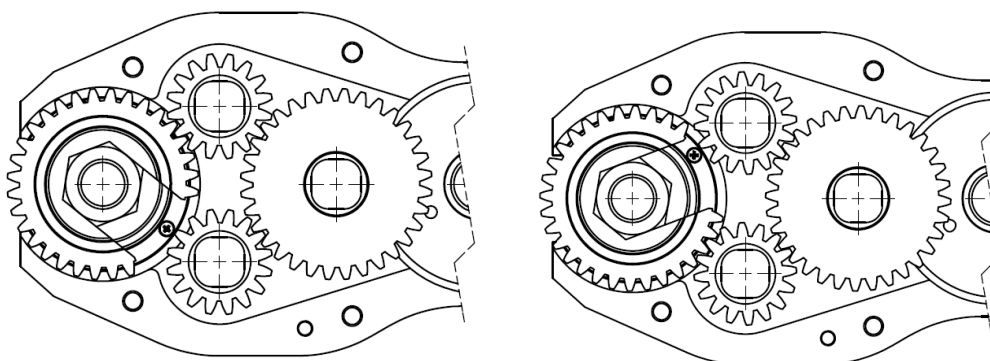


Obr. 3.3 – Schéma uspořádání převodů, boční pohled

3.2.1 Počty zubů kol

Druhy parametr ovlivňující přímo velikost a únosnost ozubeného kola (hlavně pastorku) je počet zubů. Ten se volí na základě požadovaného převodového poměru, zástavbových rozměrů a dalších okrajových podmínek.

V našem případě se volí počty zubu minimální, ale tak aby byla zachována funkčnost převodovky. Z (obr. 3.4) je zřejmé že kola 3.1 a 3.2 musí být dostatečně velká, aby vždy aspoň jedno kolo zůstalo v záběru. V ideálním případě při použití maximálního momentu spolu zabírají kola 3.1, 3.2 a 4 čímž se tok momentu rozdělí na polovinu.



Obr. 3.4 – Schéma střídavého záběru kola 3,1 a 3,2

Tab. 3.1 - Počty zubu kol

| | |
|--|----|
| <i>Kuželový pastorek (šikmé ozubení)</i> | 15 |
| <i>Kuželové kolo (šikmé ozubení)</i> | 28 |
| <i>Ozubený pastorek 1</i> | 17 |
| <i>Ozubené kolo 2</i> | 32 |
| <i>Ozubené kolo 3</i> | 16 |
| <i>Ozubené kolo 4</i> | 32 |

Určení účinnosti:

Tab. 3.2 - Volba účinností

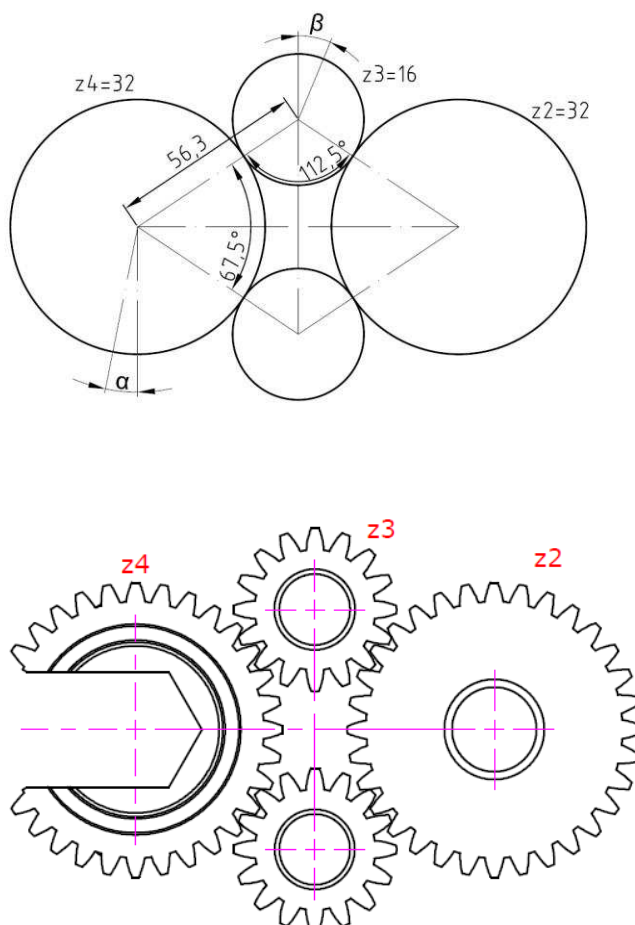
| | | |
|-------------------------------|-------------|------|
| <i>Soukolí s přímými zuby</i> | η_{ps} | 0,97 |
| <i>Kuželové soukolí</i> | η_{ks} | 0,94 |
| <i>Kuželíkové ložisko</i> | η_L | 0,97 |
| <i>Kluzné pouzdro</i> | η_p | 0,96 |

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_{ps}^4 \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_p^5 = 0,97^4 \cdot 0,94 \cdot 0,97^2 \cdot 0,96^5 = 0,64 \quad (3.1)$$

3.3 Kontrola smontovatelnosti kol

U uzavřených řetězců kol je vždy nutné provést kontrolu jejich smontovatelnosti. Jinak je možné, že poslední kolo nepůjde do řetězce vložit.



Obr. 3.5 – Kontrola smontovatelnosti pomocí CAD

Výpočet úhlu odpovídajícímu rozteči:

$$\alpha = \frac{360}{z_{2,4}} = \frac{360}{32} = 11,25^\circ \quad (3.2)$$

$$\beta = \frac{360}{z_3} = \frac{360}{16} = 22,5^\circ \quad (3.3)$$

$$\frac{z_{2,4}}{z_3} = \frac{32}{16} = 2 \dots \text{celé číslo} \quad (3.4)$$

Montážní úhly musí být dělitelné příslušným roztečným úhlem:

$$\frac{67,5}{\beta} = \frac{67,5}{22,5} = 3 \dots \text{celé číslo} \quad (3.5)$$

$$\frac{112,5}{\beta} = \frac{112,5}{22,5} = 5 \dots \text{celé číslo} \quad (3.6)$$

Ozubený řetězec je smontovatelný.

3.4 Převodový poměr:

$$u_{ks} = \frac{z_{kk}}{z_{kp}} = \frac{28}{15} = 1,87$$

$$u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{17} = 1,88$$

$$u_{2,3} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{16}{32} = 0,5$$

$$u_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{32}{16} = 2$$

Celkový převodový poměr

$$u_c = u_{ks} \cdot u_{1,2} \cdot u_{2,3} \cdot u_{3,4} = 1,87 \cdot 1,88 \cdot 0,5 \cdot 2 = 3,52 \quad (3.7)$$

3.5 Výpočet otáček

Tab. 3.3 – Otáčky ozubených kol

| | | |
|---|----------|--------------------------|
| <i>Kuželový pastorek (vstupní otáčky)</i> | n_{kp} | 105 min^{-1} |
| <i>Ozubený pastorek 1</i> | n_1 | $56,15 \text{ min}^{-1}$ |
| <i>Ozubené kolo 2</i> | n_2 | $29,87 \text{ min}^{-1}$ |
| <i>Ozubené kolo 3</i> | n_3 | $59,73 \text{ min}^{-1}$ |
| <i>Ozubené kolo 4</i> | n_4 | $29,87 \text{ min}^{-1}$ |

3.6 Výpočet krouticího momentu na vstupu:

Krouticí moment na vstupu se vypočítá ze vstupního momentu, celkové účinnosti a celkového převodového poměru.

$$M'_v = \frac{M_u}{(\eta_c \cdot u_c)} = \frac{218,7}{(0,64 \cdot 3,52)} = 97,1 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

Vstupní moment se volí $M_v = 100 \text{ Nm}$.

Momenty na kolech:

$$M_{kp} = M_v \cdot \eta_L = 100 \cdot 0,97 = 97 \text{ Nm} \quad (3.9)$$

$$M_1 = M_{kp} \cdot \eta_p \cdot \eta_{ks} \cdot u_{ks} = 97 \cdot 0,96 \cdot 0,94 \cdot 1,87 = 163,7 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_{ps} \cdot u_{1,2} = 163,7 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 1,88 = 286,6 \text{ Nm}$$

$$M_3 = M_2 \cdot \eta_p^2 \cdot \eta_{ps}^2 \cdot u_{2,3} = 286,6 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,5 = 124,3 \text{ Nm}$$

$$M_4 = M_3 \cdot \eta_p \cdot \eta_{ps}^2 \cdot u_{3,4} = 124,3 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 2 = 222,1 \text{ Nm}$$

Tab. 3.4 - Velikost krouticího momentu na jednotlivých ozubených kolech

| | | |
|---|----------|----------|
| <i>Vstupní moment</i> | M_v | 100 Nm |
| <i>Kuželový pastorek</i> | M_{kp} | 97 Nm |
| <i>Ozubený pastorek 1</i> | M_1 | 163,6 Nm |
| <i>Ozubené kolo 2</i> | M_2 | 286,6 Nm |
| <i>Ozubené kolo 3 (při záběru jednoho kola)</i> | M_3 | 124,3 Nm |
| <i>Ozubené kolo 4 (přímý kontakt s maticí)</i> | M_4 | 222,1 Nm |

3.7 Materiál ozubených kol

Tab. 3.5 – Materiál ozubených kol pro kola 4, 3.1, 3.2, 2 a pastorek 1

| | Pastorek | Kolo |
|-----------------|-----------------|--------------|
| <i>Materiál</i> | ČSN 14 140.4 | ČSN 14 140.4 |

Tab. 3.6 – Materiál kuželových kol

| | Pastorek | Kolo |
|-----------------|-----------------|--------------|
| <i>Materiál</i> | ČSN 14 220.4 | ČSN 14 220.4 |

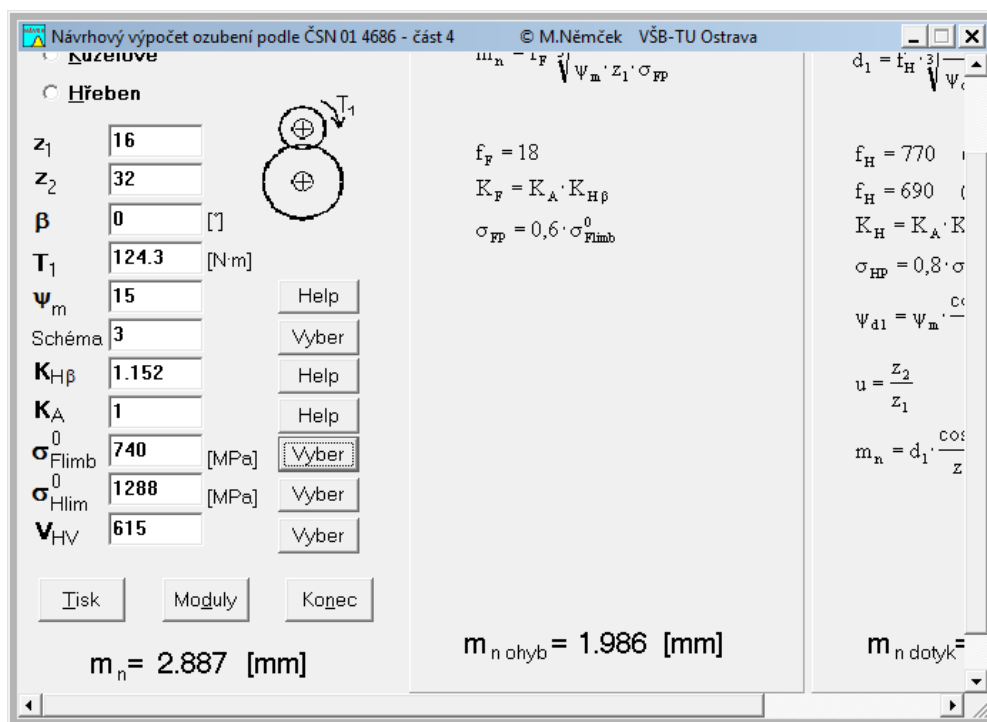
3.8 Návrh základních parametrů ozubení

Ozubený převod přenáší mechanickou energii (krouticí moment) otáčivým pohybem z jednoho hřídele na druhý bezprostředním stykem dvou ozubených kol. Vyznačuje se

vysokou účinností a velkou životností. Mezi základní parametry ozubeného kola patří počet zubů z , průměr roztečné kružnice d_1 , modul m a šířka ozubení b . Počty zubu kol jsou zmíněné v předchozí kapitole.

Určení modulu přímého ozubení

Modul se navrhne v programu „Modul“. [16]



Obr. 3.6 – Určení modulu v programu „Modul“ [16]

V běžné praxi se volí nejbližší vyšší modul z normalizované tabulky. V tomto případě, kdy se předpokládá maximální zatížení jen v 5 % z celkové doby provozu (dotahování a povolování) lze volit modul nižší. S přihlédnutím k rozměrům kol, které jsou modulem přímo ovlivněny se volí modul $m = 2,25$ pro kola s přímým ozubením a $m1 = 3$ pro kuželové soukolí. Kola se následně zkontrolují.

Šířka ozubení:

V tomto případě se volí šířka ozubení hlavně s ohledem na velikost. Tloušťka zubů přímo ovlivňuje výšku mechanického klíče.

Šířka přímého ozubení: $b = 35 \text{ mm}$

Šířka kuželového ozubení: $b_1 = 19 \text{ mm}$

4. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

Pevnostní výpočet se počítá v softwaru Autodesk Inventor Professional. Únosnost ozubení se počítá podle normy DIN 3990:1988. Kontrolní výpočty jsou provedeny s jednotkovým posunutím pro vyrovnání měrných skluzů. [17]

Krouticí momenty na jednotlivých pastorcích jsou z tab. 3.4.

4.1 Pevnostní výpočet pro ozubené kolo 2 a ozubený pastorek 1

Tab. 4.1 – Rozměrové parametry kol

| | | Pastorek 1 | | Kolo 2 |
|---------------|-------|-------------------|-------|---------------|
| Čelní modul | m | 2,25 | | |
| Počet zubů | z_1 | 17 | z_2 | 32 |
| Vzdálenost os | a_w | 57,430 mm | | |

Tab. 4.2 – Zatížení, síly v ozubení

| | | Pastorek 1 | | Kolo 2 |
|-----------------|------------|-------------------|--------|---------------|
| Krouticí moment | M_1 | 163,6 Nm | M_2' | 298,7 Nm |
| Radiální síla | $F_{r1,2}$ | 3930,6 N | | |
| Axiální síla | $F_{a1,2}$ | 0 N | | |
| Obvodová síla | $F_{t1,2}$ | 8210,9 N | | |

Tab. 4.3 – Výsledky výpočtu

| | | Pastorek 1 | | Kolo 2 |
|---------------------------------|------------|-------------------|------------|---------------|
| Součinitel bezpečností v dotyku | S_{H1} | 1,010 | S_{H2} | 1,156 |
| Součinitel bezpečností v ohybu | S_{F1} | 3,084 | S_{F2} | 3,081 |
| Statická bezpečnost v dotyku | S_{Hst1} | 1,617 | S_{Hst2} | 1,738 |
| Statická bezpečnost v ohybu | S_{Fst1} | 4,512 | S_{Fst2} | 4,494 |

Kompletní výsledky viz. příloha: A2 Pevnostní kontrola ozubeného pastorku a ozubeného kola.

4.2 Pevnostní výpočet pro ozubené kolo 3.1 (nebo 3.2) a ozubené kolo 2

Tab. 4.4 – Rozměrové parametry kol

| | | kolo 2 | | Kolo 3 |
|---------------|------------|---------------|-------|---------------|
| Čelní modul | m | 2,25 | | |
| Počet zubů | z_2 | 32 | z_3 | 16 |
| Vzdálenost os | $a_{w2,3}$ | 56,300 mm | | |

Tab. 4.5 – Zatížení, síly v ozubení

| | | kolo 2 | | Kolo 3 |
|-----------------|------------|---------------|--------|---------------|
| Krouticí moment | M_2 | 286,6 Nm | M_3' | 138,4 Nm |
| Radiální síla | $F_{r2,3}$ | 3654,6 N | | |
| Axiální síla | $F_{a2,3}$ | 0 N | | |
| Obvodová síla | $F_{t2,3}$ | 7603,9 N | | |

Tab. 4.6 – Výsledky výpočtu

| | | kolo 2 | | Kolo 3 |
|---------------------------------|------------|---------------|------------|---------------|
| Součinitel bezpečností v dotyku | S_{H2} | 1,206 | S_{H3} | 1,038 |
| Součinitel bezpečností v ohybu | S_{F2} | 3,265 | S_{F3} | 3,153 |
| Statická bezpečnost v dotyku | S_{Hst2} | 1,715 | S_{Hst3} | 1,582 |
| Statická bezpečnost v ohybu | S_{Fst2} | 4,763 | S_{Fst3} | 4,613 |

Kompletní výsledky viz. příloha: A3 Pevnostní kontrola ozubených kol 2 a 3

4.3 Pevnostní výpočet pro ozubené kolo 3.1 (3.2) a ozubené kolo 4

Tab. 4.7 – Rozměrové parametry kol

| | | kolo 3 | | Kolo 4 |
|---------------|------------|---------------|-------|---------------|
| Modul | m | 2,25 | | |
| Počet zubů | z_3 | 16 | z_4 | 32 |
| Vzdálenost os | $a_{w3,4}$ | 56,300 mm | | |

Tab. 4.8 – Zatížení, síly v ozubení

| | | kolo 3 | | Kolo 4 |
|-----------------|------------|---------------|--------|---------------|
| Krouticí moment | M_3 | 124,3 Nm | M_4' | 241,1 Nm |
| Radiální síla | $F_{r3,4}$ | 3183,4 N | | |
| Axiální síla | $F_{a3,4}$ | 0 N | | |
| Obvodová síla | $F_{t3,4}$ | 6623,4 N | | |

Tab. 4.9 – Výsledky výpočtu

| | | kolo 3 | | Kolo 4 |
|--|------------|---------------|------------|---------------|
| <i>Součinitel bezpečností v dotyku</i> | S_{H3} | 1,068 | S_{H4} | 1,240 |
| <i>Součinitel bezpečností v ohybu</i> | S_{F3} | 3,709 | S_{F4} | 3,703 |
| <i>Statická bezpečnost v dotyku</i> | S_{Hst3} | 1,722 | S_{Hst4} | 1,866 |
| <i>Statická bezpečnost v ohybu</i> | S_{Fst3} | 5,426 | S_{Fst4} | 5,402 |

Kompletní výsledky viz. příloha: A4 Pevnostní kontrola ozubených kol 3 a 4

4.4 Návrh kuželového soukolí

Kuželové ozubení je počítáno v softwaru Autodesk Inventor Professional. Základní parametry výpočtu jsou v následujících tabulkách. Všechny parametry výpočtu viz. příloha:

A1 Pevnostní kontrola kuželového soukolí

Metoda výpočtu pevnosti – DIN 3991:1988

Tab. 4.10 – Rozměrové parametry kol

| | | Kuž. pastorek | | Kuž. kolo |
|---------------------------|----------|----------------------|----------|------------------|
| <i>Čelní modul vnější</i> | m_k | 3 | | |
| <i>Počet zubů</i> | z_{kp} | 15 | z_{kk} | 28 |

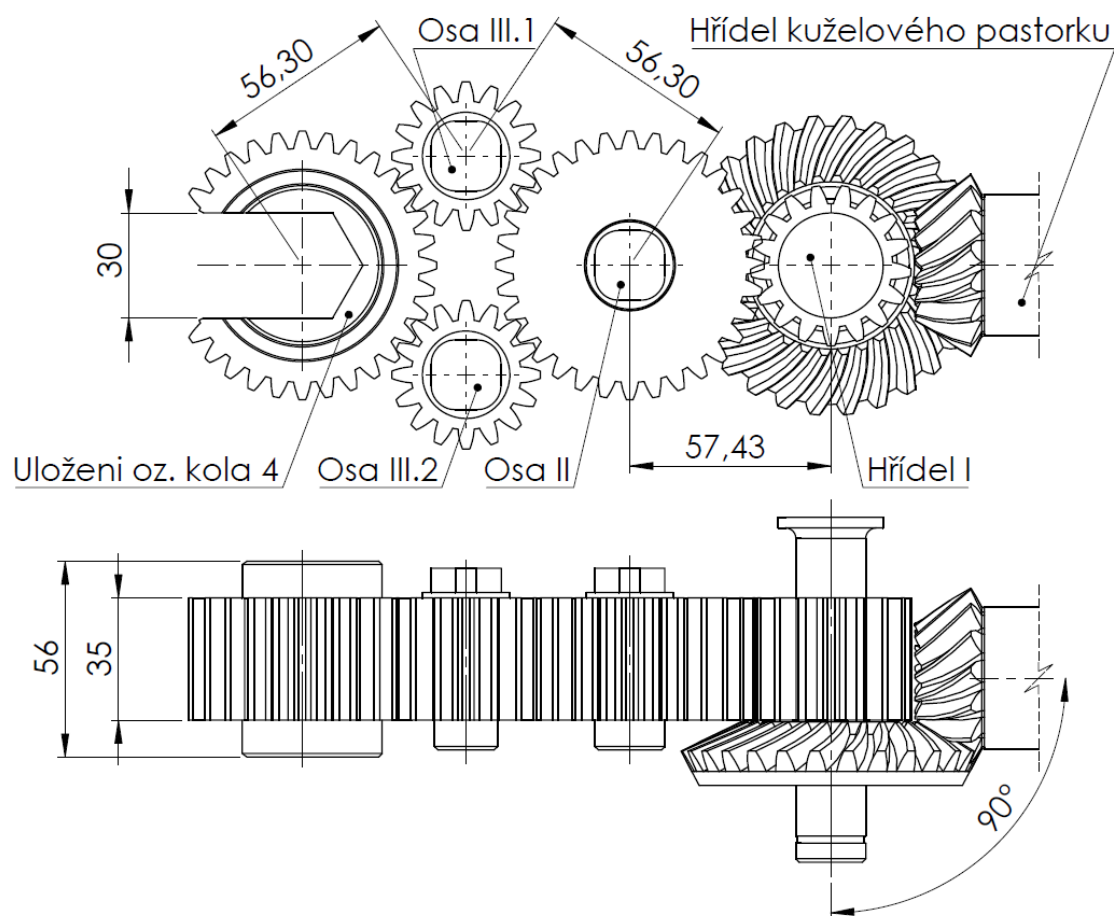
Tab. 4.11 – Zatížení, síly v ozubení

| | | Kuž. pastorek | | Kuž. kolo |
|-----------------------------------|------------|----------------------|------------|------------------|
| <i>Krouticí moment</i> | M_v | 100 Nm | M_{kk}' | 175,5 Nm |
| <i>Radiální síla (dotahování)</i> | F_{r1kp} | 558,6 N | F_{r1kk} | 3235,9 N |
| <i>Radiální síla (povolování)</i> | F_{r2kp} | 3003,4 N | F_{r2kk} | -1327,7 N |
| <i>Axiální síla (dotahování)</i> | F_{a1kp} | 3235,9 N | F_{a1kk} | 558,6 N |
| <i>Axiální síla (povolování)</i> | F_{a2kp} | -1327,7 N | F_{a2kk} | 3003,4 N |
| <i>Obvodová síla</i> | F_{tkp} | 5551,3 N | | |

Tab. 4.12 – Výsledky výpočtu

| | | Kuž. pastorek | | Kuž. kolo |
|--|-------------|----------------------|-------------|------------------|
| <i>Součinitel bezpečností v dotyku</i> | S_{Hkp} | 1,250 | S_{Hkk} | 1,331 |
| <i>Součinitel bezpečností v ohybu</i> | S_{Fkp} | 2,469 | S_{Fkk} | 1,811 |
| <i>Statická bezpečnost v dotyku</i> | S_{Hstkp} | 2,673 | S_{Hstkk} | 2,673 |
| <i>Statická bezpečnost v ohybu</i> | S_{Fstkp} | 4,637 | S_{Fstkk} | 3,550 |

4.5 Schéma převodu:



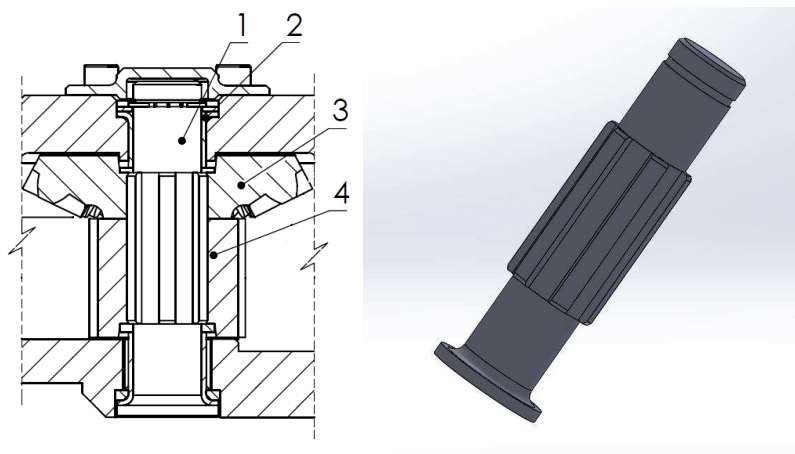
Obr. 4.1 – Schéma převodu

5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ULOŽENÍ OZUBENÝCH KOL

Ozubená kola jsou nejčastěji nasunuta na hřídeli nebo ose. Hřídel je pak uložena v ložiscích. Podle charakteru zatížení, velikosti zatížení, otáček, zástavbového prostoru a cenového rozpočtu se používají různá ložiska. Nejběžnější z valivých ložisek jsou kuličková, válečková a kuželíková. Dále se používají kluzná pouzdra radiální a axiální. Jejich výhodou je použití při nízkých otáčkách a vysoká statická únosnost.

5.1 Uložení hřídele I

Hřídel I (1) je uložena ve dvou dělených kluzných pouzdrech (2). Přenáší krouticí moment z kuželového kola (3) na ozubený pastorek (4) (Obr. 5.1) pomocí rovnobokého drážkování.



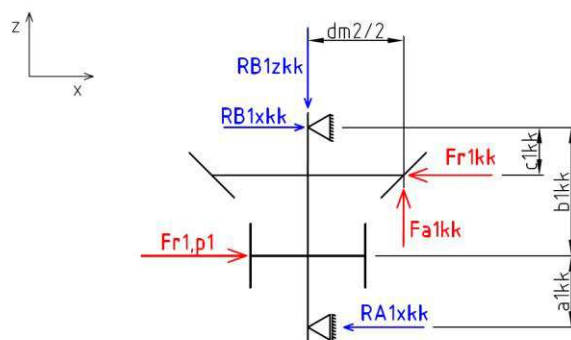
Obr. 5.1 – Uložení hřídele I (vlevo), hřídel I (vpravo)

5.1.1 Výpočet reakcí na hřídeli I – dotahování

Výpočet se provede pro dotahování i povolování zvlášť. V kuželovém soukolí dochází změnou směru otáčení také ke změně směru působení sil a jejich velikostí.

Silový rozbor v rovině x-z:

Na hřídel působí radiální síly F_{r1p1} , F_{r1kk} a axiální síla F_{a1kk} (Obr. 5.2). Reakce se počítají do středu výšky válcové části kluzných pouzder. Krouticí moment se přenáší z kuželového kola na ozubený pastorek pomocí rovnobokého drážkování.



Obr. 5.2 – Schéma-silový rozbor v rovině x-z pro dotahování

Tab. 5.1 - Vstupní parametry

| | | | |
|------------|----------|-----------|---------|
| F_{r1p1} | 3930,6 N | a_{1kk} | 26 mm |
| F_{r1kk} | 3235,9 N | b_{1kk} | 40,1 mm |
| F_{a1kk} | 558,6 N | c_{1kk} | 18 mm |
| | | d_{m2} | 67,3 mm |

Sílová rovnováha

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$F_{r1p1} - F_{r1kk} + R_{B1xkk} - R_{A1xkk} = 0 \rightarrow R_{B1xkk} \quad (5.1)$$

$$R_{B1xkk} = -F_{r1p1} + F_{r1kk} + R_{A1xkk} = -3930,6 + 3235,9 + 1787,7$$

$$R_{B1xkk} = 1093,0 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$R_{A1zkk} = F_{a1kk} = 558,6 \text{ N} \quad (5.2)$$

Momentová rovnováha

$$\sum M_{iB} = 0$$

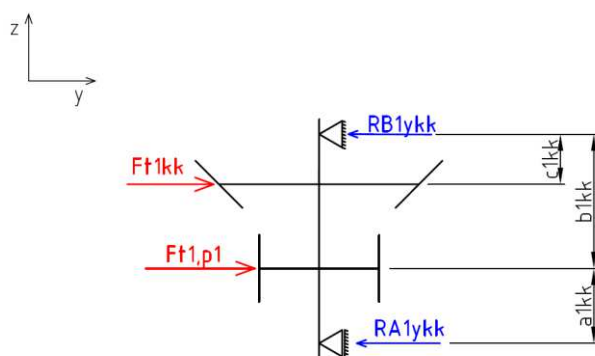
$$-F_{r1kk} \cdot c_{1kk} + F_{a1kk} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r1p1} \cdot b_{1kk} - R_{A1xkk} \cdot (a_{1kk} + b_{1kk}) \rightarrow R_{A1xkk}$$

$$R_{A1xkk} = \frac{-F_{r1kk} \cdot c_{1kk} + F_{a1kk} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r1p1} \cdot b_{1kk}}{a_{1kk} + b_{1kk}} \quad (5.3)$$

$$R_{A1xkk} = \frac{-3235,9 \cdot 18 + 558,6 \cdot \frac{67,3}{2} + 3930,6 \cdot 40,1}{26 + 40,1} = 1787,7 \text{ N}$$

Silový rozbor v rovině y-z

Na hřídel působí obvodové síly $F_{t1,p1}$, F_{t1kk} . (Obr. 5.3)



Obr. 5.3 – Schéma-silový rozbor v rovině y-z pro dotahování

Tab. 5.2 – Vstupní doplňující parametry

| | |
|-------------|----------|
| $F_{t1,p1}$ | 8210,9 N |
| $F_{t1,kk}$ | 5551,3 N |

Ostatní vstupní viz. Tab. 5.1

Výsledky výpočtu

$$R_{B1,ykk} = 7269,4 \text{ N}$$

$$R_{A1,ykk} = 6492,8 \text{ N}$$

Výsledná radiální reakce v místě „A“ pro dotahování

$$R_{AC1,xyz} = \sqrt{R_{A1,xkk}^2 + R_{A1,ykk}^2} = \sqrt{1787,7^2 + 6492,8^2} = 6734,4 \text{ N} \quad (5.4)$$

Výsledná radiální reakce v místě „B“ pro dotahování

$$R_{BC1,xyz} = \sqrt{R_{B1,xkk}^2 + R_{B1,ykk}^2} = \sqrt{1093^2 + 7269,4^2} = 7351,1 \text{ N} \quad (5.5)$$

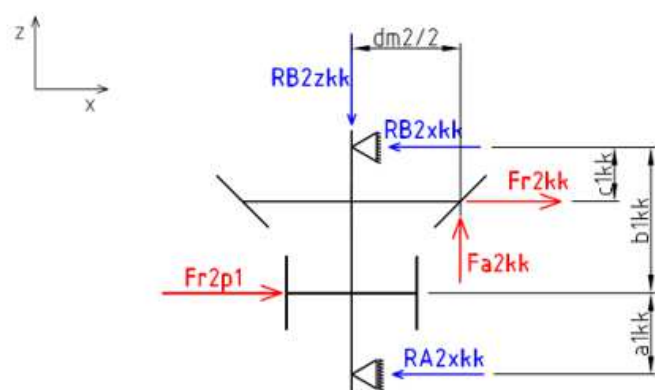
Výsledná axiální reakce v místě „A“ pro dotahování

$$R_{A1,zkk} = 558,6 \text{ N}$$

5.1.2 Výpočet reakcí na hřídeli I – povolování

Během povolování působí radiální síla $F_{r2,kk}$ od středu osy (Obr. 5.4). Je to dáno tvarem kuželového ozubení, kdy od určitého úhlu sklonu zubů je pastorek přitahován ke kuželovému kolu.

Silový rozbor v rovině x-z



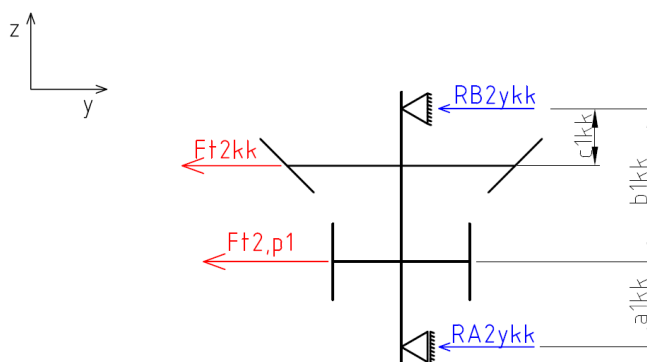
Obr. 5.4 – Schéma-silový rozbor v rovině x-z pro povolování

Výsledek výpočtu:

$$R_{A2zkk} = F_{a2kk} = 3003,4 \text{ N}$$

$$R_{A2xkk} = 4275,0 \text{ N}$$

Silový rozbor v rovině y-z



Obr. 5.5 – Schéma-silový rozbor v rovině y-z pro povolování

Výsledek výpočtu:

$$R_{B2ykk} = 7269,3 \text{ N}$$

$$R_{A2ykk} = 6492,9 \text{ N}$$

Výsledná radiální reakce v místě „A“ pro povolování

$$R_{AC2xyz} = 7773,9 \text{ N}$$

Výsledná radiální reakce v místě „B“ pro povolování

$$R_{BC2xyz} = 7335,5 \text{ N}$$

Výsledná axiální reakce v místě „A“ pro povolování

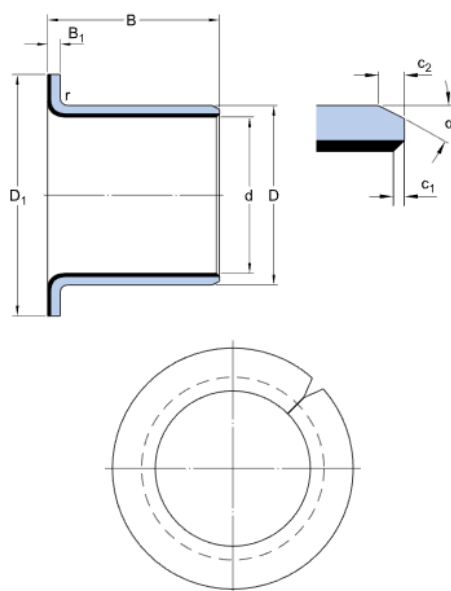
$$R_{A2zkk} = 3003,4 \text{ N}$$

5.1.3 Výpočet základní trvanlivosti ložisek na hřídeli I

Na hřídeli I se nachází ozubený pastorek 1 a kuželové kolo. Hřídel je uložena ve dvou kluzných pouzdrech SKF PCMF 202321.5E a SKF PCMF 202316.5E s přírubou tak, aby zachytávaly radiální i axiální zatížení.

Pro výpočet se použijí výsledné reakce vzniklé během povolování.

Základní parametry ložiska PCMF 202316.5E – pouzdro s kompozitem PTFE



| | | |
|----------------|----------|----|
| d | 20 | mm |
| D | 23 | mm |
| B | 16.5 | mm |
| D ₁ | 30 | mm |
| B ₁ | 1.5 | mm |
| c ₁ | min. 0.1 | mm |
| c ₁ | max. 0.7 | mm |
| c ₂ | min. 0.2 | mm |
| c ₂ | max. 1 | mm |
| α | ±8 20 | ° |
| r | max. 1.5 | mm |

Obr. 5.6 – Rozměrové parametry ložiska PCMF 202321.5E

Tab. 5.3 – Data výpočtu

| | | |
|---|----------|-----------------------|
| <i>Základní dynamická únosnost – radiální směr</i> | C | 31 kN |
| <i>Základní statická únosnost – radiální směr</i> | C_o | 95 kN |
| <i>Základní dynamická únosnost – axiální směr</i> | C_a | 17,3 kN |
| <i>Základní statická únosnost – axiální směr</i> | C_{oa} | 54 kN |
| <i>Součinitel měrného dynamického zatížení</i> | K | 80 N/mm ² |
| <i>Součinitel měrného statického zatížení</i> | K_o | 250 N/mm ² |
| <i>Součinitel závislý na materiálu a typu ložiska</i> | K_M | 480 |

Výpočet podle SKF v radiálním směru

Maximální měrné zatížení ložiska:

$$p_{max1} = K \cdot \frac{R_{AC2xyz}}{C} = 80 \cdot \frac{7773,9}{31000} = 20,06 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

R_{BC2xyz} ... dynamické zatížení ložiska [N]

Střední kluzná rychlost:

$$v_1 = 5,82 \cdot 10^{-7} \cdot d_{k1} \cdot \beta \cdot n_1 = 5,82 \cdot 10^{-7} \cdot 20 \cdot 90 \cdot 56 = 0,059 \frac{m}{s} \quad (5.7)$$

d_{k1} ... kluzný průměr [mm]

β ... poloviční úhel oscilace, u otáčení je $\beta = 90^\circ$ [°]

Základní trvanlivost

$$G_{H1} = \frac{K_M}{(p_{max} \cdot v_1)^n} = \frac{480}{(20,06 \cdot 0,059)^1} = 405,6 \text{ hodin} \quad (5.8)$$

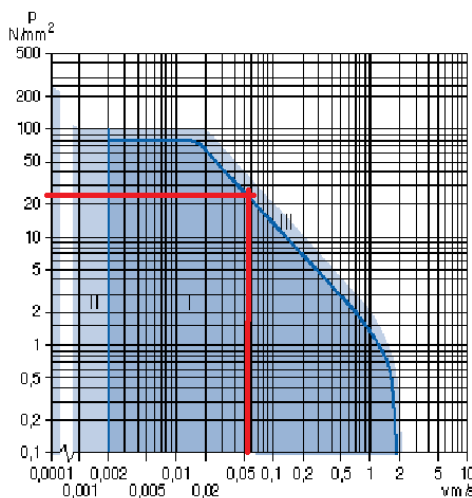
Přepočet na otáčky

$$G_{Hot1} = G_{H1} \cdot n_1 \cdot 60 = 405,6 \cdot 56 \cdot 60 = 1,4 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (5.9)$$

n ... exponent, pro PTFE = 1

Kontrola na oteplení pomocí p-v diagramu

Pro rychlost $v = 0,059 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ vychází dovolený měrný tlak 23 MPa . V ložisku je měrný tlak $p_{max} = 20,06 \text{ MPa}$. Měrný tlak vyhovuje. Viz. (Obr. 5.7)



Obr. 5.7 – P-v diagram kluzných ložisek z kompozitu PTFE

Výpočet podle SKF v axiálním směru

Maximální měrné zatížení ložiska

$$p_{maxA} = K \cdot \frac{R_{AC2zkk}}{C_a} = 80 \cdot \frac{3003,4}{17300} = 13,89 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

R_{AC2zkk} ... dynamické zatížení ložisko [N]

C_a základní dynamická únosnost [N]

Střední kluzná rychlost

$$v_2 = v_1 \quad (5.11)$$

Základní trvanlivost

$$G_{HA1} = \frac{K_M}{(p_{maxA} \cdot v_2)^n} = \frac{480}{(13,89 \cdot 0,059)^1} = 585,7 \text{ hodin} \quad (5.12)$$

Přepočet na otáčky

$$G_{HA1ot} = G_{HA1} \cdot n_1 \cdot 60 = 585,7 \cdot 56 \cdot 60 = 2 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (5.13)$$

Kontrola na oteplení pomocí p-v diagramu

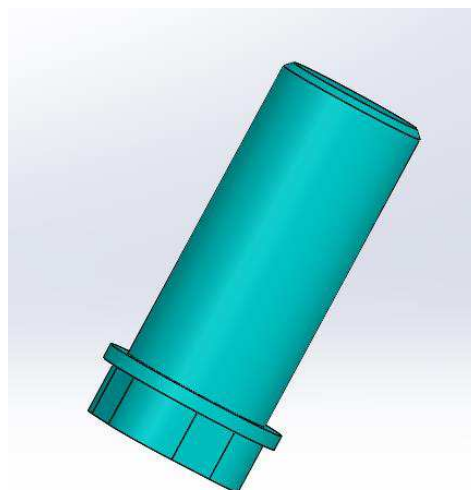
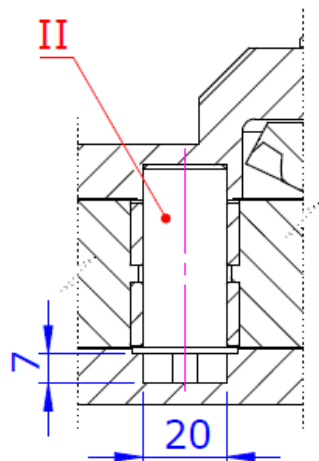
Maximální měrný tlak v axiálním směru $p_{maxA} = 13,89 \text{ MPa} < 23 \text{ MPa}$ dovolený měrný tlak. Kluzné ložisko vyhovuje. Viz. (Obr. 5.7)

5.2 Uložení osy II

Osa II je pevně uložena těle převodovky. Na ní jsou nasunuty dva kluzná ložiska (Obr.5.8). Jelikož je ozubené kolo 2 s přímými zuby, tak na osu působí pouze radiální síly.

Osa II se počítá ve třech variantách:

1. Záběr kol 3.1 a 3.2 současně
2. Záběr kola 3.1
3. Záběr kola 3.2

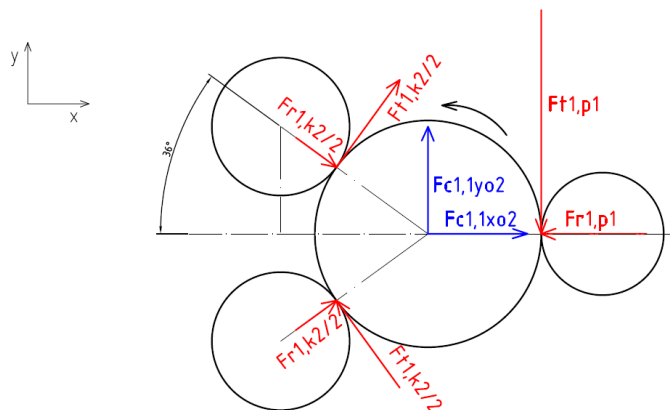


Obr. 5.8 Schéma uložení osy II

5.2.1 Silový rozbor na ose II – dotahování

Při současném záběru oz. kol 3.1 a 3.2

se radiální a obvodová síla od oz. kola 2 dělí napůl (Obr. 5.9).



Obr. 5.9 – Silový rozbor na ose II, 1. varianta

Tab. 5.4 – Vstupní hodnoty

| | |
|-----------------|----------|
| F_{r1k2} | 3654,6 N |
| F_{t1k2} | 7603,9 N |
| F_{r1p1} | 3930,6 N |
| F_{t1p1} | 9103,2 N |
| Úhel α_2 | 33,8° |

Rozložení sil na složky

$$F_{r1k2x} = F_{r1k2} \cdot \cos(\alpha) = 3654,6 \cdot \cos(33,8^\circ) = 3036,9 \text{ N}$$

$$F_{r1k2y} = F_{r1k2} \cdot \sin(\alpha) = 3654,6 \cdot \sin(33,8^\circ) = 2033,0 \text{ N}$$

$$F_{t1k2x} = F_{t1k2} \cdot \sin(\alpha) = 7603,9 \cdot \sin(33,8^\circ) = 4230,0 \text{ N}$$

$$F_{t1k2y} = F_{t1k2} \cdot \cos(\alpha) = 7603,9 \cdot \cos(33,8^\circ) = 6318,7 \text{ N}$$

Síly ve směru osy x

$$F_{c1,1xo2} = \frac{F_{r1k2x}}{2} + \frac{F_{r1k2x}}{2} - \frac{F_{t1k2x}}{2} + \frac{F_{t1k2x}}{2} - F_{r1p1}$$

$$F_{c1,1xo2} = F_{r1k2x} - F_{r1p1} = 3036,9 - 3930,6 = -893,7 \text{ N} \quad (5.14)$$

Síly ve směru osy y

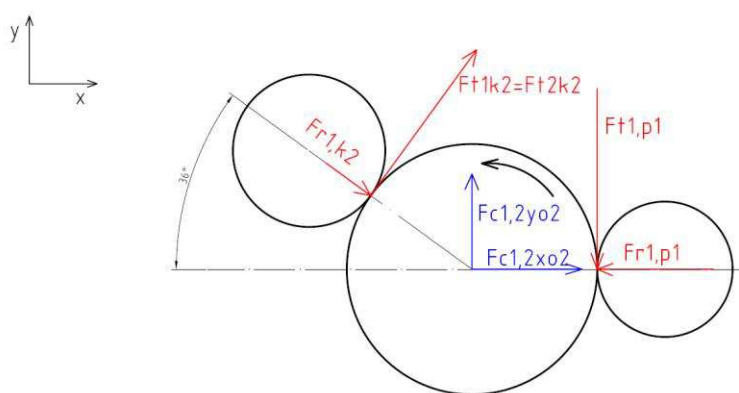
$$F_{c1,1yo2} = -\frac{F_{r1k2y}}{2} + \frac{F_{r1k2y}}{2} + \frac{F_{t1k2y}}{2} + \frac{F_{t1k2y}}{2} - F_{t1p1}$$

$$F_{c1,1yo2} = F_{t1k2y} - F_{t1p1} = 6318,7 - 9103,2 = -2784,5 \text{ N} \quad (5.15)$$

Výsledná síla

$$F_{v1,1} = \sqrt{F_{c1,1xo2}^2 + F_{c1,1yo2}^2} = \sqrt{(-893,7)^2 + (-2784,5)^2} = 2924,4 \text{ N} \quad (5.16)$$

Při záběru oz. kola 3.1, oz. kola 2 a oz. pastorku 1

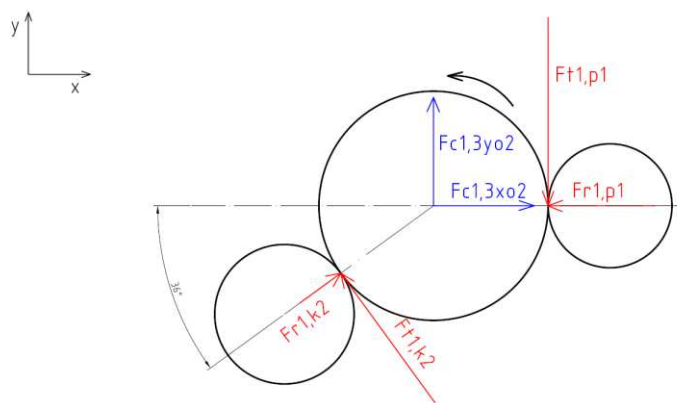


Obr. 5.10 – Silový rozbor na ose II, 2. varianta

Výsledná síla

$$F_{v1,2} = \sqrt{F_{c1,2xo2}^2 + F_{c1,2yo2}^2} = \sqrt{3336,3^2 + (-4817,5)^2} = 5860,0 \text{ N} \quad (5.17)$$

Při záběru oz. kola 3.2, oz. kola 2 a ozubeného pastorku 1



Obr. 5.11 – Silový rozbor na ose II, 3. varianta

Výsledná síla

$$F_{v1,3} = \sqrt{F_{c1,3xo2}^2 + F_{c1,3yo2}^2} = \sqrt{(-5123,7)^2 + (-751,5)^2} = 5178,5 \text{ N} \quad (5.18)$$

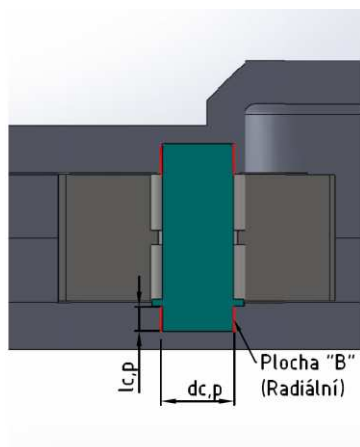
5.2.2 Silový rozbor na ose II – povolování

Na ose II vznikají během povolování v ozubení stejně velké síly jako při dotahování, ale opačně orientované. Kladné síly při dotahování (podle zvoleného souřadného systému) jsou během povolování záporné a naopak. Díky tomu se nemusí počítat výslednice sil pro povolování.

5.2.3 Kontrola převodové skříně na otlačení od osy II v místě stykových ploch

Pro výpočet na otlačení se použije kombinace kol v záběru s největší výslednou silou z předchozí kapitoly. Styčné plochy osy jsou symetricky umístěné vůči výsledné síle od ozubení (obr. 5.12 případně Obr. 5.8). Reakce působící na styčnou plochu se vypočte jako polovina z výslednice. Pro výpočet se použije výsledná síla $F_{v1,2}$.

Materiál skříně je slitina hliníku EN AW – 2024 (AlCuMg2) známa jako “superdural“. Všechny osy jsou vyrobeny z oceli 11600.



Obr. 5.12 – Uložení osy II

Tab. 5.5 – Vstupní hodnoty

| | |
|--------------------------|----------|
| $F_{v1,2}$ | 5860,0 N |
| $d_{c,p}$ | 20 mm |
| $l_{c,p}$ | 7 mm |
| $p_D(\text{superdural})$ | 145 MPa |
| $p_D(11600)$ | 180 MPa |

Kontrola na otláčení v místě plochy B

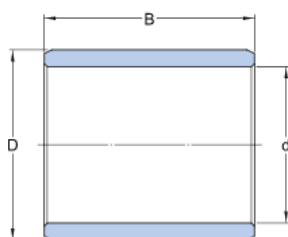
$$p_r = \frac{F_{v1,2}}{2 \cdot d_{c,p} \cdot l_{c,p}} = \frac{5860}{2 \cdot 20 \cdot 7} = 20,93 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

$20,93 \leq 145$ Vyhovuje !

5.2.4 Kontrola kluzných pouzder osy II

Ozubené kolo je uloženo na dvou kluzných pouzdrech symetricky k šířce ozubení (Obr. 5.8, 5.12). Pro výpočet se použije dvojnásobek plochy ložiska a výsledná síla působící na ozubené kolo $F_{v1,2} = 5860 \text{ N}$.

Kluzné pouzdro: PWM 202415 (pouzdro z vinutých vláken)



| | | |
|---|----|----|
| d | 20 | mm |
| D | 24 | mm |
| B | 15 | mm |

Obr. 5.13 – Rozměrové parametry ložiska PWM 202415

Tab. 5.6 – Data výpočtu

| | | |
|---|-------|----------------------|
| Součinitel měrného dynamického zatížení | K | 140 N/mm^2 |
| Součinitel měrného statického zatížení | K_o | 200 N/mm^2 |

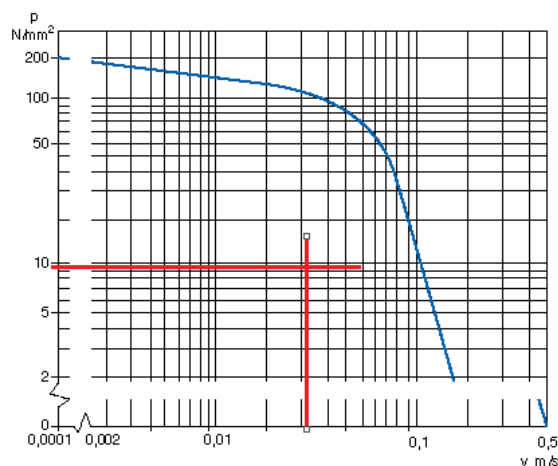
Maximální měrné zatížení

$$p_{max2} = \frac{F_{v3.1}}{2 \cdot d_{k2} \cdot B} = \frac{5860}{2 \cdot 20 \cdot 15} = 9,77 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

Střední kluzná rychlost

$$v_2 = 5,82 \cdot 10^{-7} \cdot d \cdot \beta \cdot n_2 = 5,82 \cdot 10^{-7} \cdot 20 \cdot 90 \cdot 30 = 0,031 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.21)$$

Kontrola na oteplení pomocí p-v diagramu



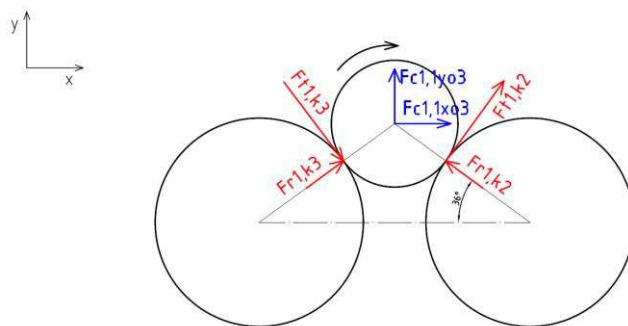
Obr. 5.14 – P-v diagram pro kluzná ložiska z vinutých vláken

V případě, že se hodnota p-v nachází pod křivkou, tak ložisko vyhovuje. V tomto případě ložisko vyhovuje.

5.3 Uložení osy III.1 a III.2

Pro výpočet sil na ose III.1 a III.2 se použije kombinace kol, kdy je v záběru ozubené kolo 3.1, nebo kolo 3.2.

5.3.1 Silový rozbor na ose III.1



Obr. 5.15 – Silový rozbor na ose III.1

Tab. 5.7 – Vstupní hodnoty

| | |
|------------|----------|
| F_{r1k3} | 3183,4 N |
| F_{t1k3} | 6623,4 N |

Rozložení sil na složky

$$F_{r1k3x} = F_{r1k3} \cdot \cos(\alpha) = 3183,4 \cdot \cos(33,8^\circ) = 2645,4 \text{ N}$$

$$F_{r1k3y} = F_{r1k3} \cdot \sin(\alpha) = 3183,4 \cdot \sin(33,8^\circ) = 1770,9 \text{ N}$$

$$F_{t1k3x} = F_{t1k3} \cdot \sin(\alpha) = 6623,4 \cdot \sin(33,8^\circ) = 3684,6 \text{ N}$$

$$F_{t1k3y} = F_{t1k3} \cdot \cos(\alpha) = 6623,4 \cdot \cos(33,8^\circ) = 5503,9 \text{ N}$$

Síly ve směru osy x

$$F_{c1,1xo3} = F_{t1k3x} + F_{r1k3x} + F_{t1k2x} - F_{r1k2x} = 3684,6 + 2645,4 + 4230 - 3036,9$$

$$F_{c1,1xo3} = 7532,1 \text{ N} \quad (5.22)$$

Síly ve směru osy y

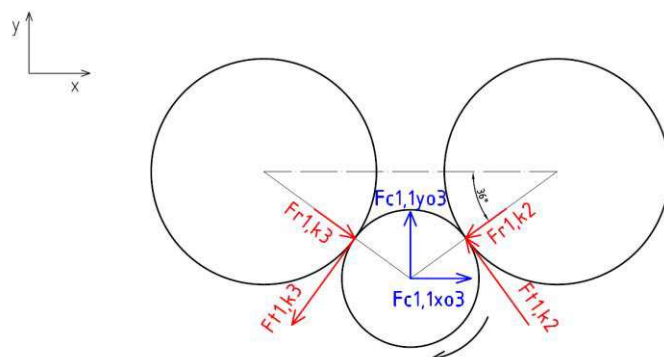
$$F_{c1,1yo3} = F_{t1k2y} - F_{t1k3y} + F_{r1k3y} + F_{r1k2y} = 6318,7 - 5503,9 + 1770,9 + 2033$$

$$F_{c1,1yo3} = 4618,7 \text{ N} \quad (5.23)$$

Výsledná síla

$$F_{v3,1} = \sqrt{F_{c1,1xo3}^2 + F_{c1,1yo3}^2} = \sqrt{7532,1^2 + 4618,7^2} = 8835,4 \text{ N} \quad (5.24)$$

5.3.2 Silový rozbor na ose III.2



Obr. 5.16 – Silový rozbor na ose III.2

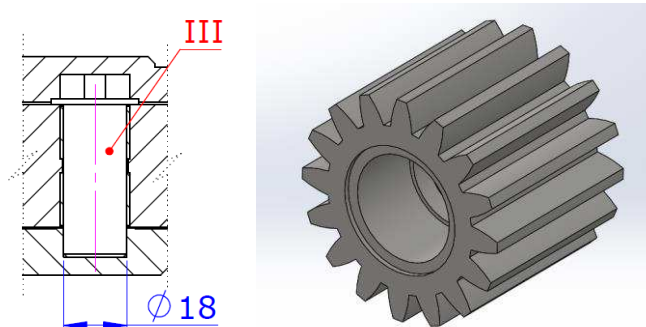
Výsledná síla

$$F_{v3,2} = \sqrt{F_{c1,2xo3}^2 + F_{c1,2yo3}^2} = \sqrt{(-8306,1)^2 + (-2989,1)^2} = 8827,6 \text{ N} \quad (5.25)$$

Stejně jako u ozubeného kola 2 se řeší pouze směr dotahování.

5.3.3 Kontrola převodové skříně na otláčení od osy III.1 v místě stykových ploch

Jedná se o stejný postup výpočtu jako u osy II. Rozměrové parametry viz. (Obr. 5.17), a tabulka Tab. 5.8



Obr. 5.17 – Uložení osy III, ozubené kolo 3

Tab. 5.8 – Vstupní hodnoty

| | |
|------------|----------|
| $F_{v3,1}$ | 8835,4 N |
| $d_{c,p2}$ | 18 mm |
| $l_{c,p2}$ | 7 mm |

Výsledek kontroly na otláčení v radiální směru

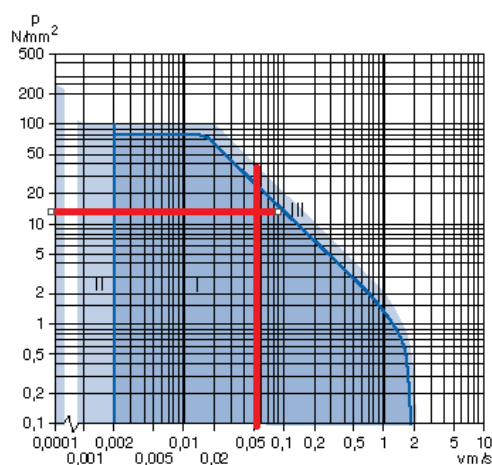
$$p_{r3} = 35,06 \text{ MPa}$$

$$35,06 \leq 145 \text{ Vyhovuje !}$$

5.3.4 Kontrola kluzných pouzder osy III.1 a III.2

Pro výpočet se použije polovina největší reakce $F_{v3,1} = 8835,4 \text{ N}$ působící na osu III.1. Ozubené kolo je na dvou ložiscích uloženo symetricky.
Kluzná ložiska PCM 182015E (pouzdro s kompozitem PTFE)

Kontrola na oteplení pomocí p-v diagramu

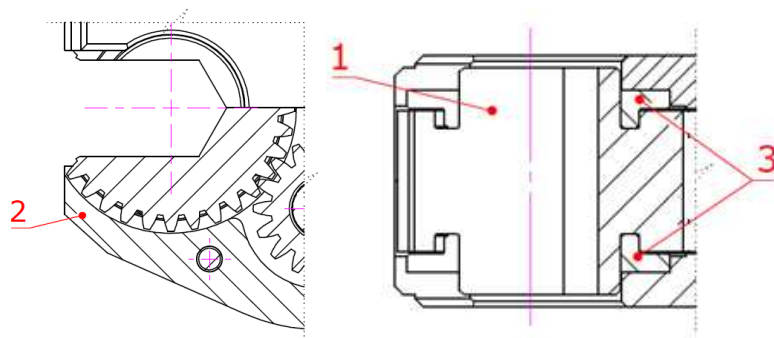


Obr. 5.18 – P-v diagram pro kluzná ložiska s kompozitem PTFE

Ložisko vyhovuje. Vypočítané p-v hodnoty jsou pod dovolenou křivkou.

5.4 Uložení ozubeného kola 4

Ozubené kolo 4 (1) je uloženo v těle převodovky (2) ve dvou kluzných bronzových pouzdrech z vinutých vláken (3). Uložení zachytává radiální i axiální síly a je přišroubováno k tělu převodovky 4 šrouby M3 na každé straně proti pootočení. (Obr. 5.19)

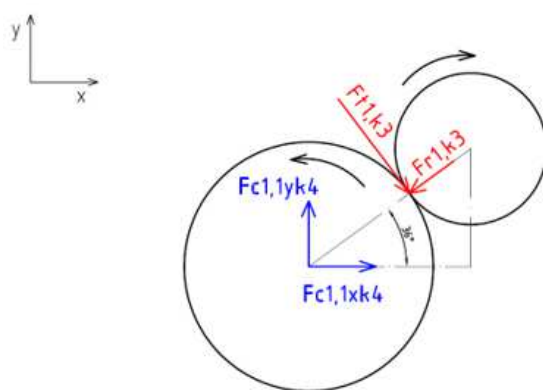


Obr. 5.19 – Uložení ozubeného kola 4

5.4.1 Silový rozbor na ozubeném kole 4

Ozubené kolo 4 je v přímém kontaktu s povolovanou maticí, a proto je tvar kola upraven tak, aby se dalo nasunout na povolovanou matici nebo šroub.

Oz. kolo 4 v záběru s oz. kolem 3.1, 1. varianta – Dotahování



Obr. 5.20 – Silový rozbor na kole 4, 1. varianta

Výsledná síla

$$F_{v4,1} = \sqrt{F_{c1,1xk4}^2 + F_{c1,1yk4}^2} = \sqrt{1039,2^2 + (-7274,8)^2} = 7348,6 \text{ N} \quad (5.26)$$

Oz. kolo 4 v záběru s oz. kolem 3.2, 2. varianta – Dotahování

Výsledná síla

$$F_{v4,2} = \sqrt{F_{c1,2xk4}^2 + F_{c1,2yk4}^2} = \sqrt{6330^2 + (-3733)^2} = 7348,7 \text{ N} \quad (5.27)$$

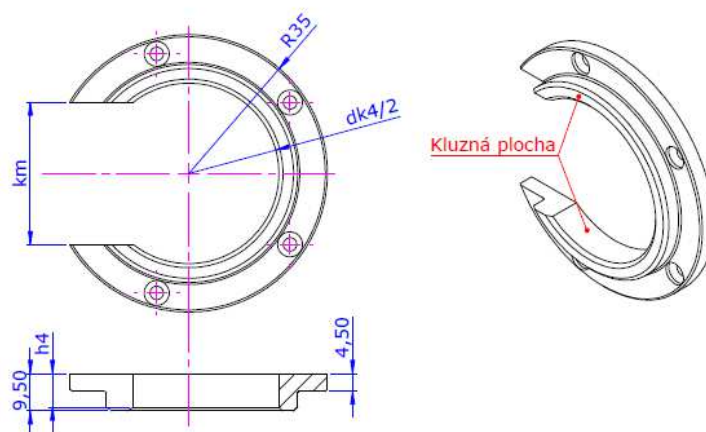
Výpočet reakcí ozubeného kola 4 při povolování je obdobný, a proto se celý neuvádí. Výsledky z povolování jsou v tab. 5.9.

Tab. 5.9 Výsledky během povolování

| | | |
|----------------------------|------------|----------|
| V záběru kolo 4 a kolo 3.1 | $F_{v4,3}$ | 7348,6 N |
| V záběru kolo 4 a kolo 3.2 | $F_{v4,4}$ | 7348,7 N |

5.4.2 Kontrola na otláčení ozubené kolo IV

V případě ozubeného kola IV se určí styčná plocha s_{k4} , jako plocha, kdy se kolo dotýká pouzdra na minimální ploše, to je průměr dotykové plochy d_{k4} zmenšený o rozměr k_m . Následně se použije do výpočtu kontroly na otláčení. Viz. (Obr. 5.21)



Obr. 5.21 – rozměry kluzného pouzdra pro oz. Kolo 4

Tab. 5.10 Vlastnosti bronzových pouzder z vinutých vláken

| | |
|------------------------------------|--|
| Materiál | CuSn8 (čistý bronz) |
| Přípustný rozsah provozních teplot | -40 až -150 °C |
| Přípustné zatížení | Dynamické: 40 N/mm ² Statické: 120 N/mm ² |
| Přípustná kluzná rychlost | 1 m/s |
| Součinitel tření μ | 0,08 až 0,15 (s plastickým mazivem) |

Kluzná plocha

$$S_{k4} = 2 \cdot h_4 \cdot (d_{k4} - k_m) = 2 \cdot 8,5 \cdot (45,6 - 36) = 159,8 \text{ mm}^2 \quad (5.28)$$

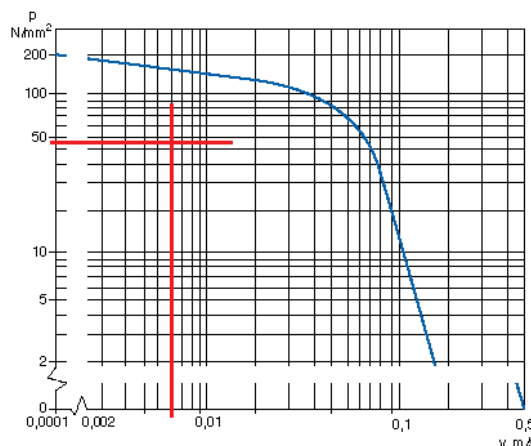
Maximální měrné zatížení

$$p_{max4} = \frac{F_{v4,1}}{S_{k4}} = \frac{7348,7}{159,8} = 45,99 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

Střední kluzná rychlost

$$v_4 = 5,82 \cdot 10^{-7} \cdot d_{k4} \cdot \beta \cdot n_4 = 5,82 \cdot 10^{-7} \cdot 45,6 \cdot 90 \cdot 30 = 0,0072 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.30)$$

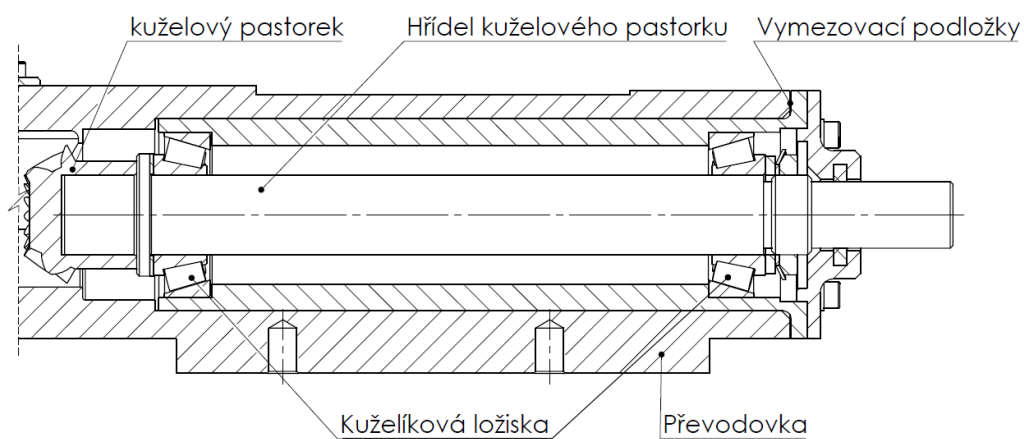
Kontrola na oteplení pomocí p-v diagramu



Obr. 5.22 – P-v diagram pro kluzná ložiska z vinutých vláken, kolo 4
Ložisko vyhovuje. Vypočítané hodnoty jsou pod křivkou.

5.5 Uložení hřídele kuželového pastorku

Hřídel kuželového pastorku přenáší z jedné strany vstupní krouticí moment na kuželový pastorek na druhé straně. Hřídel je uložená ve dvou kuželíkových ložiscích do „O“ ve vymezovací trubce. Trubka umožňuje nastavení vhodné vůle v kuželovém soukolí posouváním kuželového pastorku v axiálním směru. Velikost vůle se nastavuje podložkami pod přírubou trubky. Ložisko je proti vypadnutí zajištěné KM maticí s MB podložkou. Viz. (Obr. 5.23)

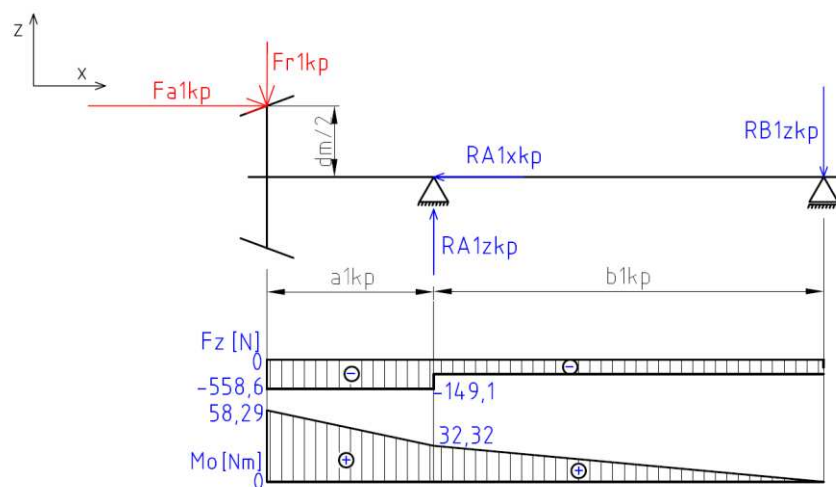


Obr. 5.23 – Schéma uložení hřídele kuželového pastorku

5.5.1 Výpočet reakcí na hřídeli kuželového pastorku – dotahování

Na hřídel kuželového pastorku působí síly radiální F_{r1kp} , axiální F_{a1kp} (obr. 5.24), a obvodová síla F_{t1kp} od ozubení (obr. 5.25).

Výpočet v rovině x-z:



Obr. 5.24 – Silový rozbor v rovině x-z na hřídeli kuželového pastorku, dotahování

Tab. 5.11 – Vstupní parametry

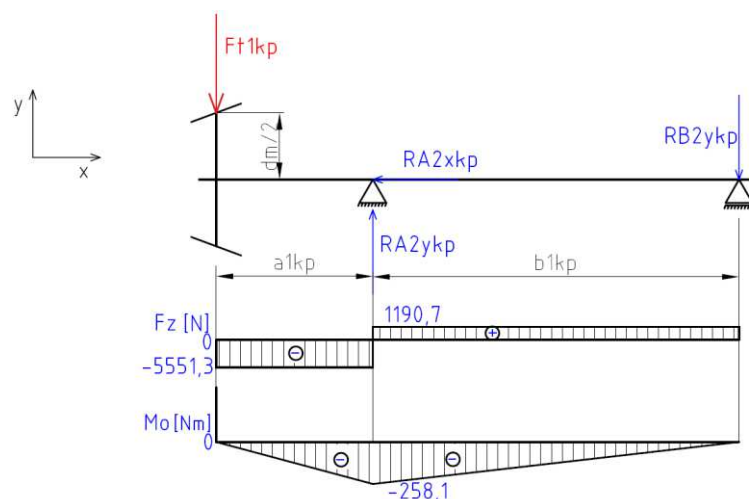
| | |
|-----------|----------|
| d_m | 36,03 mm |
| a_{1kp} | 46,5 mm |
| b_{1kp} | 216,8 mm |

Výsledky výpočtu:

$$R_{A1xkp} = 3235,9 \text{ N}$$

$$R_{A1zkp} = 409,5 \text{ N}$$

$$R_{B1zkp} = -149,1 \text{ N}$$



Obr. 5.25 – Silový rozbor v rovině x-y na hřídeli kuželového pastorku, dotahování

Výsledky výpočtu:

$$R_{A2ykp} = 6742,0 \text{ N}$$

$$R_{B2ykp} = 1190,7 \text{ N}$$

Výsledná radiální reakce v místě A:

$$R_{ACxyz} = \sqrt{R_{A1zkp}^2 + R_{A2ykp}^2} = \sqrt{409,5^2 + 6742^2} = 6754,4 \text{ N} \quad (5.31)$$

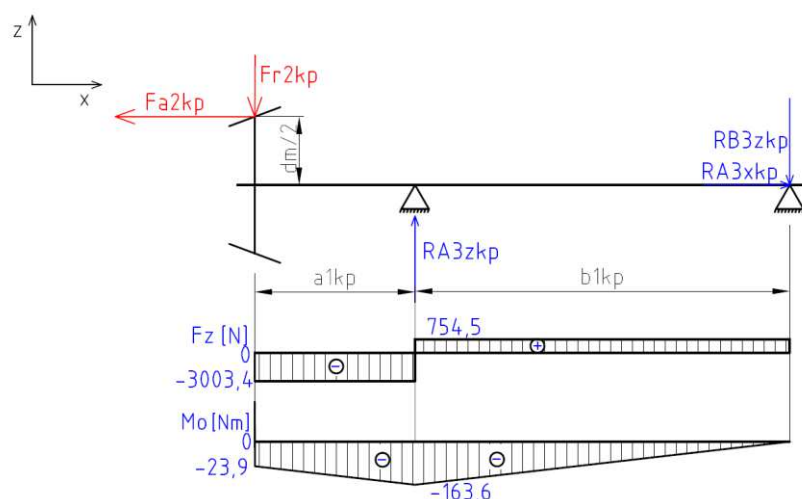
Výsledná radiální reakce v místě B:

$$R_{BCxyz} = \sqrt{R_{B1zkp}^2 + R_{B2ykp}^2} = \sqrt{(-149,1)^2 + 1190,7^2} = 1199,3 \text{ N} \quad (5.32)$$

5.5.2 Výpočet reakcí na hřídeli kuželového pastorku – povolování

V některých případech, kdy je sklon kuželového ozubení dostatečně velký dojde k otočení směru axiální síly pastorku (Obr. 5.26). Axiální síla vtahuje pastorek ke kuželovému kolu. To snižuje účinnost soukolí.

Reakce způsobené obvodovou silou jsou stejné jako během dotahování.



Obr. 5.26 - Silový rozbor v rovině x-y na hřídeli kuželového pastorku, povolování

Tab. 5.14 – Vstupní parametry

| | |
|------------|----------|
| F_{a2kp} | 1327,7 N |
| F_{r2kp} | 3003,4 N |
| F_{t2kp} | 5551,3 N |

Výsledky výpočtu:

$$R_{B3xkp} = 1327,7 \text{ N}$$

$$R_{B3zkp} = 754,5 \text{ N}$$

$$R_{A3zkp} = 3757,9 \text{ N}$$

Výsledná radiální reakce v místě A

$$R_{AC3xyz} = \sqrt{R_{A3zkp}^2 + R_{A2ykp}^2} = \sqrt{3757,9^2 + 6742^2} = 7718,6 \text{ N} \quad (5.33)$$

Výsledná radiální reakce v místě B

$$R_{BC3xyz} = \sqrt{R_{B3zkp}^2 + R_{B2ykp}^2} = \sqrt{754,5^2 + 1190,7^2} = 1409,6 \text{ N} \quad (5.34)$$

5.5.3 Výpočet životnosti ložisek hřídele kuželového pastorku

Kuželíková ložiska mají kuželové oběžné dráhy na vnitřních a vnějších kroužcích, mezi nimiž jsou umístěny kuželíky. Toto konstrukční řešení umožňuje přenos velkých radiálních i axiálních zatížení. Uhel α určuje sklon uložení kuželíku. Který následně určuje poměr přenášeného axiálního a radiálního zatížení. Hřídel je uložena v ložiscích SKF 32206. Pro ložisko SKF 32206 je uhel $\alpha = 14^\circ$. [13]

Tab. 5.15 – Data výpočtu [13]

| | | |
|------------------------------------|-------|---------|
| <i>Základní dynamická únosnost</i> | C | 61,8 kN |
| <i>Základní statická únosnost</i> | C_o | 57 kN |
| <i>Mezní únavové zatížení</i> | P_u | 6,3 kN |
| <i>Výpočtový součinitel</i> | e | 0,37 |
| <i>Výpočtový součinitel</i> | Y | 1,6 |
| <i>Výpočtový součinitel</i> | Y_o | 0,9 |

Výpočet podle SKF:

Určení axiální síly působící na jednotlivá ložiska montovaná ve dvojicích: [13]

$$\frac{R_{ACxyz}}{Y_A} > \frac{R_{BCxyz}}{Y_B}$$

$$\frac{6754,4}{1,6} > \frac{1199,3}{1,6}$$

$$R_{A1xkp} \geq 0,5 \cdot \left(\frac{R_{ACxyz}}{Y_A} - \frac{R_{BCxyz}}{Y_B} \right)$$

$$3235,9 \geq 0,5 \cdot \left(\frac{6754,4}{1,6} - \frac{1199,3}{1,6} \right)$$

$$3235,9 \geq 1736$$

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot R_{BCxyz}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 1199,3}{1,6} = 374,8 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aB} + R_{A1xkp} = 374,8 + 3235,9 = \mathbf{3610,7 \text{ N}}$$

$$F_{rA} = R_{ACxyz} = \mathbf{6754,4 \text{ N}}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení [13]

$$\text{pro } \frac{F_{aA}}{F_{rA}} > e$$

$$\frac{3610,7}{6754,4} = 0,535 > 0,37 \rightarrow P = 0,4 \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}$$

$$P = 0,4 \cdot 6754,4 + 1,6 \cdot 3610,7 = 8478,9 \text{ N} \quad (5.35)$$

Výpočet základní dynamické trvanlivosti podle ISO281:2007

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{61800}{8478,9} \right)^{\frac{10}{3}} = 750,8 \text{ mil. ot.} \quad (5.36)$$

Základní dynamická trvanlivost v hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{kp}} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 105} \cdot 750,8 = 1,2 \cdot 10^5 \text{ hodin} \quad (5.37)$$

$p \dots \dots$ exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čarovým stykem $p = \frac{10}{3}$

$n_{pk} =$ otáčky kuželového pastorku

Ekvivalentní statické zatížení podle SKF

$$P_o = 0,5 \cdot F_{rA} + Y_o \cdot F_{aA} = 0,5 \cdot 6754,4 + 0,9 \cdot 3610,7 = 6626,8N \quad (5.38)$$

Statická bezpečnost

$$s_k = \frac{C_o}{P_o} = \frac{57000}{6626,8} = 8,6 \dots \dots \text{Vyhovuje} \quad (5.39)$$

6. KONTROLA HŘÍDELŮ

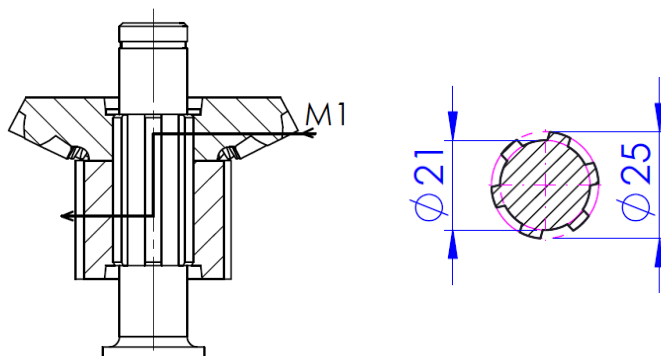
Do výpočtu jsou zahrnuty: kontrolní výpočet hřídele I, hřídele kuželového pastorku, dále pak výpočet rovnobokého drážkování, nalisovaného spoje a kontrola začátku hřídele na otlačení.

6.1 Kontrola hřídele I

Hřídel I je namáhána krouticím momentem od kuželového kola který přenáší drážkováním na ozubený pastorek. Hřídel se z důvodu konstrukčního řešení a malé délky nekontroluje na ohyb, pouze na krut.

6.1.1 Kontrola hřídele I na krut

Viz. (Obr. 6.1)



Obr. 6.1 – Tok krouticího momentu a drážkovaná hřídel v řezu

$$\tau_{k1} = \frac{M_1}{0,2 \cdot d_{h1}^3} \leq \tau_{Dk} \quad (6.1)$$

$$\tau_{k1} = \frac{163,6}{0,2 \cdot 21} = 38,95 \text{ MPa}$$

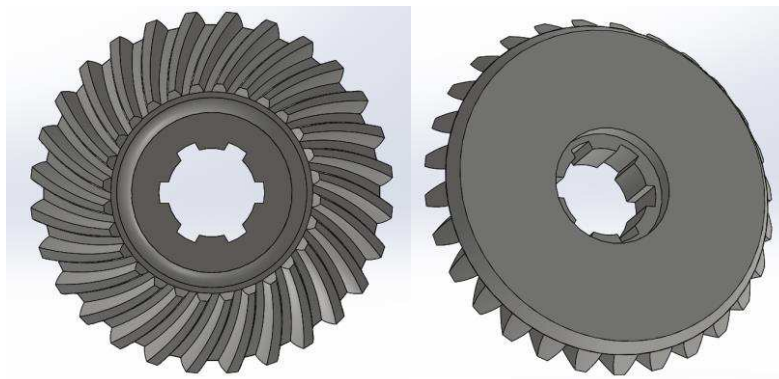
$$38,95 \leq 140 \text{ Vyhovuje}$$

$$\tau_{Dk} = 140 \text{ MPa} \dots \dots \dots \text{dovolené napětí v krutu pro ocel 11600}$$

Kontrola drážkového spojení

Drážkové spojení se používá hlavně v automobilovém průmyslu při hromadné výrobě. Jeho výhodou je vysoká únosnost, malé rozměry a rovnoměrné oslabení hřídele drážkami. Na hřídeli jsou zuby, v náboji drážky, které do sebe zapadají, čímž se vytváří tvarový styk, potřebný pro přenos obvodové síly. [8]

Označení: ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 6 x 21f7 x 25a11 x 5f9
ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 6 x 21H7 x 25H10 x 5H9



Obr. 6.2 – Drážkování v kuželovém kole

Výpočet rovnobokého drážkování

Jelikož jsou rozměry $d = 21 \text{ mm}$, $D = 25 \text{ mm}$, $B = 5 \text{ mm}$, $N = 6$ dány normou ČSN, počítá se pouze délka drážky, případně se kontroluje na tlak p_{dr} .

Dovolený tlak pro ocel s netvrzenými boky je $p_D = 80 - 150 \text{ MPa}$ [8]

Tlak na bocích drážek:

$$p_{dr} = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p_{dr} = \frac{2 \cdot Mk}{D_s \cdot l \cdot B \cdot K \cdot N} = \frac{2 \cdot 163600}{23 \cdot 13,6 \cdot 5 \cdot 0,75 \cdot 6} = 46,49 \text{ MPa} \quad (6.2)$$

$46,49 \leq 80$ Vyhovuje

Střední průměr:

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{25 + 21}{2} = 23 \text{ mm} \quad (6.3)$$

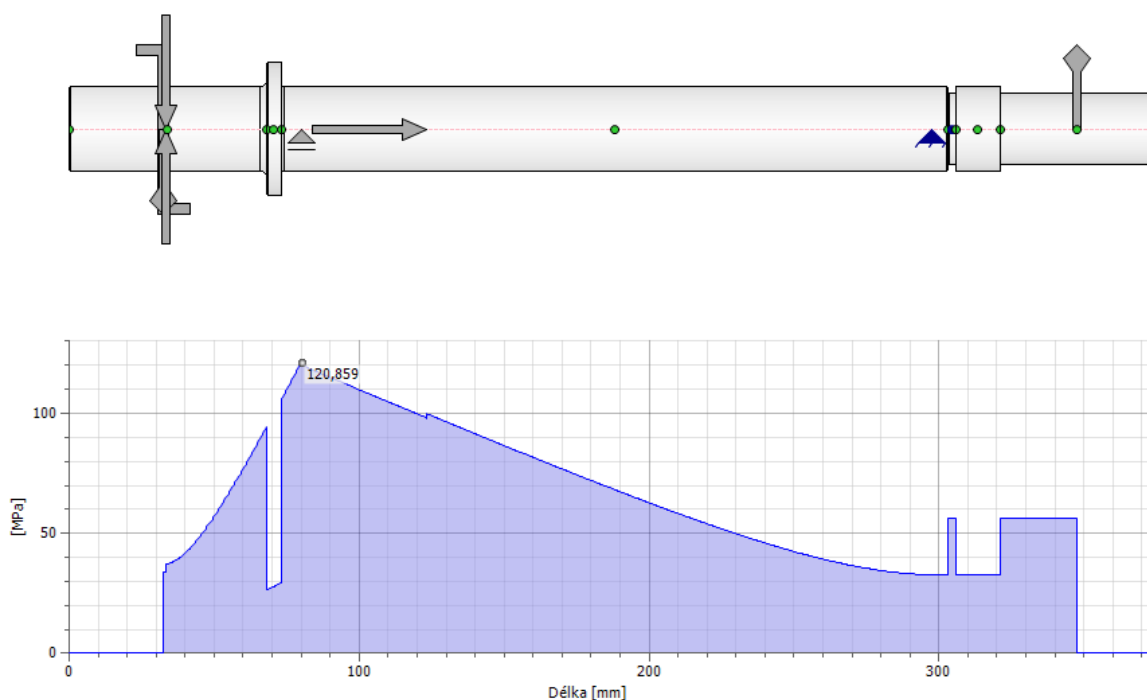
$K = 0,75 \dots \dots$ korekční součinitel pro rovnoboké drážkování

6.2 Návrh a výpočet spoje hřídele a kuželového pastorku

Hřídel kuželového pastorku se kontroluje na statickou bezpečnost. Dále se kontroluje nalisovaný spoj mezi hřídeli a kuželovým pastorkem a konec hřídele na otláčení.

6.2.1 Výpočet statické bezpečnosti hřídele kuželového pastorku

Výpočet napětí na hřídeli byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional. Výsledky ohybových momentů v jednotlivých rovinách vyšly stejně jak při ručním výpočtu. Metoda výpočtu redukovaného napětí σ_{red} je počítána podle metody HMH. Materiál hřídele je ocel 11600.



Obr. 6.3 – Průběh redukovaného napětí na hřídeli kuželového pastorku [17]

Tab. 6.1 Výsledky výpočtu napětí na hřídeli

| | |
|---|------------|
| <i>Max. ohybový moment</i> | 305,70 Nm |
| <i>Max. ohybový moment v rovině x – z</i> | 163,76 Nm |
| <i>Max. ohybový moment v rovině x – y</i> | 258,14 Nm |
| <i>Max. napětí v krutu</i> | 32,59 MPa |
| <i>Napětí v krutu v místě max. Mo</i> | 18,86 MPa |
| <i>Max. redukované napětí (Obr. 6.3)</i> | 120,86 MPa |

Kompletní výsledky viz. příloha: A6 Statická kontrola hřídele kuželového kola

Součinitel statické bezpečnosti

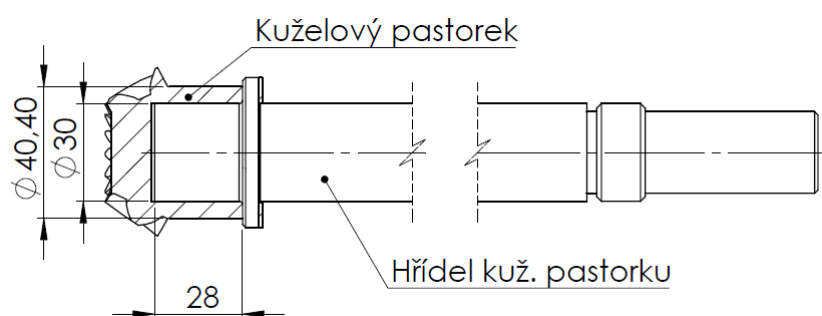
Místo s největším redukovaným napětím je zároveň místo s maximálním ohybovým momentem, jedná se o působíště reakce R_{A3zkp} .

$$k_s = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{red}} = \frac{325}{120,86} = 2,67 \quad (6.4)$$

6.2.2 Nalisovaný spoj

Spojení nalisováním je jednoduché, pevné, a spolehlivé. Zajišťuje souosost, nevyžaduje další spojovací součásti a jím odpovídající drážky a otvory. Nevýhodou spoje je jeho obtížná rozebíratelnost.

Princip nalisovaného spoje spočívá ve využití svěrné síly, která vzniká zalisováním do sebe s přesahem. Podmínkou nalisovaného spoje je větší hřídel o přesah Δd_1 než je rozměr díry v náboji. V důsledku přesahu vzniknou ve spoji plošné tlaky. Tyto tlaky vyvolají třecí odpor, který zajišťuje vzájemnou polohu spojovaných součástí a přenáší velké krouticí momenty a osově síly. (Viz. Příloha: A7 Nalisovaný spoj)



Obr. 6.4 – Schéma hřídele a pastorku

Výpočet nalisovaného spoje se provedl v programu Autodesk Inventor Professional. Pro vstupní moment $M_p = 97 \text{ Nm}$ vyšlo uložení H7/u6 a bezpečnost $k = 1,8$.

6.2.3 Kontrola začátku hřídele

Na začátek hřídele se do čtyřhranného vstupu připojí ohebný hřídel s požadovaným krouticím momentem M_v . Toto místo je potřeba zkontrolovat na otláčení a na krut.

Výpočet (viz. příloha A8)

7. ZÁVĚR

Výsledkem této práce je konstrukční návrh mechanického plochého klíče, který slouží k utahování a povolování matic nebo šroubu. Klíč umožňuje nasunutí na matici z boku a následně libovolný počet pootočení.

V úvodu práce je rozebrána historie šroubu, šroubových spojů a způsobů dotahování. Následně je vypočítán potřebný utahovací moment pro šroub M20 předepsané pevnostní třídy. Následuje výpočet otáček, momentů a počtu zubů na jednotlivých kolech (osách a hřídelích). Dalším důležitým bodem je výpočet smontovatelnosti převodovky, protože jsou kola uložena do deltoidu. Po splnění této podmínky se pokračuje konstrukčním návrhem klíče s ohledem na vypočtený utahovací moment. Návrh ozubení se provedl v programu Autodesk Inventor Professional, kde se také provedla pevnostní kontrola ozubení. Poté se navrhlo uložení kol, hřídelů a os do příslušných ložisek. Hřídel ozubeného pastorku je uložena v kluzných ložiscích s přírubou, které zachytávají jak radiální, tak také axiální zatížení. Hřídel kuželového pastorku se otáčí v kuželíkových ložiscích uložených v trubce, která slouží k nastavení a následnému vymezení vůle v kuželovém soukolí. Ostatní osy a ozubené kolo 4 jsou uloženy v kluzných ložiscích. Kluzná a kuželíková ložiska jsou zkontrolovány a je u nich proveden příslušný výpočet životností. Následně byly provedeny další výpočty jako je kontrola na otláčení rovnobokého drážkování, výpočet a kontrola nalisovaného spoje, výpočet redukovaného napětí a následná statická kontrola hřídele kuželového kola a kontrolní výpočet připojovacího konce tohoto hřídele. Převodová skříň je ze dvou protilehlých dílů, které jsou spojeny šrouby, poloha je zajištěna kolíky a zadního víka taktéž přišroubovaného k převodovce, které zároveň slouží k ukotvení trubky uložení. Z důvodu vysoké hmotnosti je převodovka vyrobena ze slitiny hliníku EN AW – 2024 (AlCuMg2) známe spíše jako superdural. Klíč je doplněn odnímatelnou pákou pro lepší manipulaci a menší nároky na fyzickou zdatnost dělníka. Celková délka klíče je 1,2 m a moment na konci páky činí přibližně 200 Nm.

S ohledem na rozsah tématu by v případě výroby klíče bylo vhodné projednat tvary klíče s technologem s ohledem na výrobitelnost jednotlivých dílů.

8. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BOLEK, A., Kochman, J.: *Části strojů I, 2*. Praha, SNTL 1989
- [2] BAHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990
- [3] MORAVEC, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
- [4] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.]
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [8] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011, 31 s. ISBN 80-248-0542-1.
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] HAVLÍK, J., Maršálek P.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů cvičení*. Ostrava 2014, [online]. [cit. 29.04.2018] Dostupné z:
https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf
- [11] HAVLÍK, J., *Výpočty a konstrukce Strojních dílů*. Ostrava 2017, [online]. [cit. 29.04.2018] Dostupné z:
https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Prednasky_VaKSD_od_2017.pdf
- [12] PIŇOS, M., *Návrh utahovacího momentu šroubového spoje v plastových komponentech*. Brno 2015, [online]. [cit. 29.04.2018] Dostupné z:
<http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/1034/Pinos.pdf>
- [13] SKF Ložiska, a.s., *Kuželíková ložiska*. [online]. 2003 [cit. 29.04.2018]. Dostupné z:

http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikova%20loziska.pdf

- [14] SKF Ložiska, a.s., *Kluzná pouzdra*. [online]. 2003 [cit. 29.04.2018]. Dostupné z: <http://www.tpb.cz/editor/filestore/File/SKF%20-%20KluznaPouzdra.pdf>
- [15] Mogul, *plastické mazivo*. [online]. [cit. 29.04.2018]. Dostupné z: <http://www.eshop-hi-oil.cz/product/plasticka-maziva/automobilova-pm/plasticke-mazivo-mogul-pzo-p/249>
- [16] MODUL, Němček M., 2010, [software]. [přístup. 29.04.2018] Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>
- [17] AUTODESK SOFTWARE, INVENTOR PROFESSIONAL 2018, [software]. [přístup. 29.04.2018] Dostupné z: <https://www.autodesk.cz/products/inventor/overview>

9. SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

| | |
|--|-------------|
| Výkres sestavy plochého mechanického klíče | PYS0021-S01 |
| Výrobní výkres ozubeného pastorku 1 | PYS0021-V01 |
| Výrobní výkres ozubeného kola 2 | PYS0021-V02 |
| Výrobní výkres ozubeného kola 3 | PYS0021-V03 |
| Výrobní výkres ozubeného kola 4 | PYS0021-V04 |
| Výrobní výkres kuželového pastorku | PYS0021-V05 |
| Výrobní výkres kuželového kola | PYS0021-V06 |

Výpočty

| | |
|----|--|
| A1 | Pevnostní kontrola kuželového soukolí |
| A2 | Pevnostní kontrola ozubeného pastorku a ozubeného kola 2 |
| A3 | Pevnostní kontrola ozubených kol 2 a 3 |
| A4 | Pevnostní kontrola ozubených kol 3 a 4 |
| A5 | Kontrola kluzných pouzder osy III.1 a III.2 |
| A6 | Statická kontrola hřídele kuželového pastorku |
| A7 | Nalisovaný spoj |
| A8 | Kontrola konce hřídele |